

ISSN 2412-8627

Vol. 11 No. 3

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal

**X Всероссийская научно-практическая
конференция с международным участием**



«ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИЙ»

**III
2025**

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

Иванов Николай Игоревич



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, заслуженный деятель науки РФ (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заместитель главного редактора

Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Члены редакционной коллегии

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, профессор, ректор Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заплетников Игорь Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барананского (г. Донецк, РФ)

Буторина Марина Вадимовна



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Васильев Андрей Витальевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология" Самарского государственного технического университета, почетный работник высшего профессионального образования РФ (г. Самара, РФ)

Тюрин Александр Павлович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность", зам. начальника управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВПО "ИжГТУ имени М.Т. Калашникова" (г. Ижевск, РФ)

Пименов Игорь Константинович



Кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий кафедрой "Гидрофизических средств поиска" Санкт-Петербургского государственного морского технического университета (г. Санкт-Петербург, РФ)

Тупов Владимир Борисович



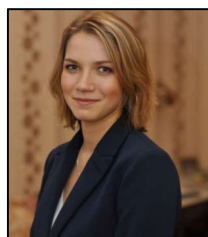
Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

Цукерников Илья Евсеевич



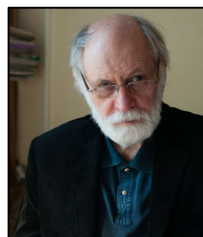
Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

Рассошенко Юлия Сергеевна



Кандидат технических наук, специалист в области шумообразования высокоскоростных поездов, снижения шума автомобильных и железных дорог (г. Санкт-Петербург, РФ)

Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры "Плазмогазодинамика и теплотехника" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Элькин Юрий Иосифович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Инженерно-экологические инновации и комплексная безопасность" Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) (г. Москва, РФ)

Вельбель Александр Мотявич



Начальник акустического стенда научно-исследовательской лаборатории ООО "Арктос" (г. Санкт-Петербург, РФ)

Элеонора Карлетти



Директор Института сельскохозяйственных и землеройнотранспортных машин (IMAMOTER-CNR), руководитель исследовательской группы IMAMOTER (г. Феррара, Италия)

Серджио Луцци



Профессор и лектор в Университете Флоренции, руководитель курса "Акустика и контроль транспортного шума" в UNISER (г. Флоренция, Италия)

Дэвид Копли



Сертифицированный член совета Института технологий по контролю за шумом, руководитель группы инженеров по борьбе с шумом в техническом центре компании Caterpillar (г. Пеория, США)

Кобиров Эргаш Эгамбердиевич



Доктор медицинских наук, профессор, заведующий кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Самаркандского государственного университета им.Ш.Рашидова (г. Самарканд, Узбекистан)

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Honored Scientist of the Russian Federation (St. Petersburg, Russia)

Deputy Editor-in-chief

Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Members of the Editorial Board

Aleksander Shashurin



Doctor of Engineering Science, Professor, Rector of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department of Food production equipment of the Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky (Donetsk, Russia)

Marina Butorina



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Andrey Vasilyev



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Chemical technology and industrial ecology chair of the Samara State Technical University, Honorary Worker of Higher Professional Education of the Russian Federation (Samara, Russia)

Alexander Tyurin



Doctor of Engineering Science, Professor of Technosphere Safety Department, Deputy Head of Research and Development Office of the FSBEI HPO 'Izhevsk State Technical University' named after M.T.Kalashnikov (Izhevsk, Russia)

Igor Pimenov



Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Head of the Department of Hydrophysical Search Tools, St. Petersburg State Marine Technical University (St. Petersburg, Russia)

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science, Professor of the 'Thermal power plants' Department of the National Research University 'Moscow Power Engineering Institute' (MPEI) (Moscow, Russia)

Ilya Tsukernikov



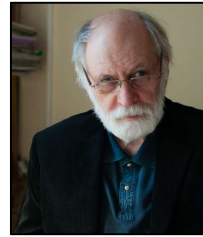
Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

Iuliia Rassoshenko



Ph.D. of Engineering Science, specialist in the field of high-speed train noise generation and transport noise reduction (St. Petersburg, Russia)

Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Professor of the Department of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering of the of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Yuri Elkin



Doctor of Engineering Science, Professor of the Department of Engineering and Environmental Innovations and Integrated Safety, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), (Moscow, Russia)

Alexander Velbel



Head of the Acoustic stand of the Research laboratory of Arktos LLC (St. Petersburg, Russia)

Eleonora Carletti



Director of the Institute of Agricultural and Earth-Moving Machinery (IMAMOTER-CNR) and leader of the IMAMOTER Research Group working in the Acoustics and Vibration subject area (Ferrara, Italy)

Sergio Luzzi



Contract Professor and Lecturer at the University of Florence. Honorary Visiting Professor at USURT University of Ekaterinburg. Visiting Lecturer at the School of Architecture of the Royal College of Art in London (Florence, Italy)

David Copley



Board-Certified member of the Institute of Noise Control Engineering, member of the Society of Automotive Engineers Acoustical Materials committee, a team leader in a group of noise control engineers at Caterpillar's Technical Center (Peoria IL, USA)

Ergash E. Kobilov



Doctor of Medical Sciences, Professor, Head of the Department of Ecology and Life Safety of the Samarkand State University named after Sh.Rashidova (Samarkand, Uzbekistan)



Х ВСЕРОССИЙСКАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНЫМ УЧАСТИЕМ «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»

noise-conf.com

01-03 октября 2025 (очный и дистанционный форматы)

Организатор конференции - Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова при информационной поддержке Министерства образования РФ, Комитета по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности и Научно-исследовательского и проектного центра Генерального плана Санкт-Петербурга.

Конференция «Защита от шума и вибрации» продолжает традицию научных конгрессов и конференций, проводимых с 1990-го года под руководством заслуженного деятеля науки и техники РФ, доктора технических наук, профессора Николая Игоревича Иванова на базе БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова.

Целью конференции является выявление инновационных, эффективных, технологичных и экономически выгодных средств и практических мероприятий по борьбе с шумом, ультра- и инфразвуком, вибрацией.



Конференция направлена на решение актуальных задач виброакустики научного и прикладного характера, профессиональное обсуждение приоритетных практических вопросов, развитие научно-технического сотрудничества по профильным направлениям, ознакомление с наилучшими практиками по снижению шума и вибрации, а также на повышение квалификации с помощью тематических выступлений ведущих экспертов, ознакомления с информацией, представленной участниками выставки, а также посещения технических экскурсий, предусмотренных в рамках конференции.

Работа конференции будет проходить в форме пленарных и секционных заседаний, выставки, обучающего семинара и технических экскурсий, в рамках которых будут рассмотрены проблемы виброакустики и защиты от шума, в том числе, по направлениям:

- акустика речи, проблемы распознавания речевых сигналов;
- акустические и вибрационные методы диагностики;
- акустические материалы и метаматериалы;
- акустооптика и акустоэлектроника;
- активные методы снижения шума и вибрации;
- архитектурная и строительная акустика;
- аэроакустика;
- виброакустические измерения и стандартизация;
- гидроакустика;
- карты шума;
- нелинейная акустика;
- образование и снижение шума и вибрации в источнике;
- применение технологии при разработке шумозащитных мероприятий;
- распространение и дифракция звуковых волн;
- средства и методы шумо- и виброзащиты;
- средства индивидуальной защиты от воздействия вибрации и шума;
- ультразвук и ультразвуковые технологии;
- численные методы моделирования акустических и вибрационных полей;
- физиологическая виброакустика;
- акустические средства спецназначения.

В рамках конференции предусмотрены две технические экскурсии: 2 октября 2025 состоится ознакомление с акустическим стендом завода «Арктос», 3 октября 2025 – ознакомление с лабораториями Инжинирингового центра «Кронштадт». 3 октября 2025 состоится онлайн обучающий семинар.

Участникам конференции предоставлена возможность опубликовать статьи в сборнике трудов конференции (с индексацией в РИНЦ), а также в реферируемом журнале «Noise Theory and Practice» (журнал включен в перечень ВАК, категория К2).

Место проведения конференции - Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, РФ, г. Санкт-Петербург, 1-ая Красноармейская улица, дом 1.

Подробная информация о конференции представлена на официальном сайте - <https://noise-conf.com>. Секретариат конференции: noise-conf@noisetp.com. Оператор конференции: ООО «МОНОМАКС», noise2025@onlinereg.ru.

Участники X Всероссийской научно-практической конференции с международным участием представляют научные и научно-производственные, экспертные, проектные, учебные и производственные учреждения Санкт-Петербурга, Москвы, Минска, Самарканда, Екатеринбурга, Казани, Нижнего Новгорода, Сарова, Новосибирска, Кемерово, Томска, Тюмени, Владивостока, Саранска, Ростова-на-Дону, Таганрога, Самары и многих других городов.

С теплом вспоминаем прежние конференции и с нетерпением ждем встречи 1-3 октября 2025 года в Санкт-Петербурге вновь!



Научный журнал

Том 11 №3

Учредитель

Общество с ограниченной ответственностью
"Институт акустических конструкций" (ООО "ИАК")
при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

выпускается с 2015 г.

Основателем журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Экология и производственная
безопасность "

Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова,
основатель теории транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич

"Noise Theory and Practice"
посвящен фундаментальным
проблемам в области
виброакустики и принимает
работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные
проблемы естественных и
точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей
среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в
редакцию, проходят
обязательное рецензирование.
Журнал является открытым
сетевым ресурсом и издается
с периодичностью четыре раза
в год

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com
e-mail: secretary@noisetp.com

Ответственный секретарь

Храпко Н. Н.

Зарегистрировано в Федеральной
службе по надзору в сфере связи,
информационных технологий
и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Тупов В.Б., Павлов Д.А.

РУС

Математическое моделирование затухания шума и
аэродинамического сопротивления на повороте
стр. 13-19

Элькин Ю.И., Виноградов Р.А.

РУС

Возможность использования продуктов переработки шин
(крошка, плиты) при изготовлении панелей акустических
экранов
стр. 20-31

Буторина М.В., Васильев А.П., Васильева А.В.

РУС

Расчет распространения внешнего шума
промышленного предприятия
стр. 32-42

Быков Н.В., Власова Н.С., Минина О.В.

РУС

Локализованные моды в системе из акустических
резонаторных пар с топологическими дефектами
стр. 43-54

**Карионова Л.А, Пастухова Л.Г., Давыдов В.Б.,
Шаламова А.Р.**

РУС

Численное моделирование шумообразования в оконном
щелевом приточном клапане
стр. 55-67

**Коньшина А.С., Матасова О.Ю., Юдин С.И.,
Надарейшвили Г.Г.**

РУС

Расчётно-экспериментальные исследования настройки
резонатора Гельмгольца при малых скоростях потока
стр. 68-80

Научный журнал
Том 11 №3

Учредитель
Общество с ограниченной ответственностью
"Институт акустических конструкций" (ООО "ИАК")
при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Сетевой Научный Журнал 'Noise Theory and Practice'

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Экология и производственная
безопасность"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
основатель транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice"
посвящен фундаментальным
проблемам в области
вибраакустики и принимает
работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные
проблемы естественных и
точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей
среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в
редакцию, проходят
обязательное рецензирование.
Журнал является открытым
сетевым ресурсом и издается
с периодичностью четыре раза
в год.

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com
e-mail: secretary@noisetp.com

Ответственный секретарь
Храпко Н. Н.

Зарегистрировано в Федеральной
службе по надзору в сфере связи,
информационных технологий
и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Соболев И.А.

РУС

Разработка практических рекомендаций по диагностике
состояния целостности алюминиевых изделий авиационного
и космического назначения при использовании метода
акустической эмиссии
стр. 81-92

Гусев Д.В.

РУС

Применение полимерных композитов для снижения шума
и вибрации в узлах трения испытательного стенда
стр. 93-105

Захаров А.В., Салтыков И.П.

РУС

Физические модели прохождения звука в методе
сосредоточенных параметров при расчете звукоизоляции
ограждающих конструкций зданий
стр. 106-120

Кондратьев С.А, Иванов Н.И., Тюрина Н.В.

РУС

Влияние формы и размеров акустического экрана на
его эффективность
стр. 121-132

Артеменко Д.Е., Сятчихин А.А., Олейников А.Ю.

РУС

Анализ вибрационного воздействия на полезную нагрузку
ракеты-носителя «Днепр»
стр. 133-141

**Говердовский В.Н., Карпов Е.В., Рахматов Р.И.,
Левин И.М., Сидоров П.М.**

РУС

Инфрочастотная виброизоляция конструкций и оборудования
для доставки на стартовое сооружение и развертывания на
орбитальной платформе
стр. 142-151

Научный журнал
Том 11 №3

Учредитель
Общество с ограниченной ответственностью
"Институт акустических конструкций" (ООО "ИАК")
при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Сетевой Научный Журнал 'Noise Theory and Practice'

выпускается с 2015 г.
Основателем Журнала является
д.т.н., профессор кафедры
"Экология и производственная
безопасность"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
основатель транспортной
акустики в России -
Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice"
посвящен фундаментальным
проблемам в области
виброакустики и принимает
работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные
проблемы естественных и
точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей
среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в
редакцию, проходят
обязательное рецензирование.
Журнал является открытым
сетевым ресурсом и издается
с периодичностью четыре раза
в год.

Фактический адрес редакции
Россия, г. Санкт-Петербург,
Наб. Обводного канала, д. 138, к 7,
Литера А, пом. 11-Н, офис 2-2А
+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: secretary@noisetp.com
Ответственный секретарь
Храпко Н. Н.

Зарегистрировано в Федеральной
службе по надзору в сфере связи,
информационных технологий
и массовых коммуникаций
Свидетельство
ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

- | | |
|--|-----|
| Буторина М.В., Донцов С.А. | РУС |
| Шум и вибрация как приоритетные факторы безопасности
труда при строительстве транспортно-пересадочных кластеров
стр. 152-165 | |
| Азов М.С., Валитов Р.Р., Чикрин Д.Е. | РУС |
| Комплексный подход к проектированию радиоэлектронной
аппаратуры летательных аппаратов в части виброустойчивости
стр. 166-177 | |
| Кондратьев С.А., Тюрина Н.В., Фиев К.П. | РУС |
| Исследование акустических свойств помещений
промышленных предприятий
стр. 178-187 | |
| Васильев А.П., Кондратьев С.А., Фиев К.П.,
Тюрина Н.В. | РУС |
| Разработка мероприятий для снижения шума вытяжных
систем промышленного предприятия
стр. 188-197 | |
| Иванов Н.И., Ершов С.В., Храпко Н.Н.,
Патрушева Т.Н. | РУС |
| Разработка комбинированной защиты от шума и ЭМИ
стр. 198-210 | |

Scientific Journal
Vol. 11 No. 3

The founder
Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov

The Online Scientific Journal 'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.
The founder of the journal
is Nikolay Igorevich Ivanov,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor of the department of
Ecology and Industrial Safety
of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov, the
founder of the transport acoustics
in Russia.

'Noise Theory and Practice'
is devoted to the fundamental
problems in the field of
vibroacoustics and accepts papers
in the following areas:
- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex
issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection.
Human ecology.

All articles submitted to the
editorial office are subject
to mandatory review. The journal
is an open network resource
and published four times a year.

Location address of the Editorial office

Bldg. 7'A', 138 Obvodny Canal emb.,
office 11-N, room 2-2

+7 (812) 495-77-97

www.noisetsp.com

e-mail: secretary@noisetsp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

Journal is registered in Federal
service for supervision of
communications, information
technology, and mass media

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Tupov V.B., Pavlov D.A. RUS

Mathematical modeling of noise reduction and aerodynamic
resistance in an elbow
pp. 13-19

Elkin Yu.I., Vinogradov R.A. RUS

The possibility of using tire recycling products (crumbs, plates)
in the manufacture of acoustic screen panels
pp. 20-31

Butorina M.V., Vasilev A.P., Vasileva A.V. RUS

Prediction of external noise propagation from an industrial plant
pp. 32-42

Bykov N.V., Vlasova N.S., Minina O.V RUS

Localized modes in a system of acoustic resonator pairs
with topological defects
pp. 43-54

**Karionova L.A., Pastukhova L.G., Davydov V.B.,
Shalamova A.R.** RUS

Numerical modeling of noise generation in a window
slot supply valve
pp. 55-67

**Konshina A.S., Matasova O.Yu., Yudin S.I.,
Nadareishvili G.G.** RUS

Computational and experimental studies of Helmholtz
resonator tuning at low flow rates
pp. 68-80

Scientific Journal
Vol. 11 No. 3

The founder
Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov

The Online Scientific Journal

'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.
The founder of the journal
is Nikolay Igorevich Ivanov,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor of the department of
Ecology and Industrial Safety
of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov, the
founder of the transport acoustics
in Russia.

'Noise Theory and Practice'
is devoted to the fundamental
problems in the field of
vibroacoustics and accepts papers
in the following areas:
- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex
issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection.
Human ecology.

All articles submitted to the
editorial office are subject
to mandatory review. The journal
is an open network resource
and published four times a year.

Location address of the Editorial office

Bldg. 7'A', 138 Obvodny Canal emb.,
office 11-N, room 2-2

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

Journal is registered in Federal
service for supervision of
communications, information
technology, and mass media

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Sobolev I.A.

RUS

Development of practical recommendations for diagnosing
the integrity of aluminum products for aviation and space
purposes using the acoustic emission method
pp. 81-92

Gusev D.V.

RUS

Application of Polymer Composites for Noise and Vibration
Reduction in Friction Units of a Test Bench
pp. 93-105

Zakharov A.V., Saltykov I.P.

RUS

Physical models of sound transmission in the concentrated
parameters method for calculating sound insulation
of enclosing structures
pp. 106-120

Kondratev S.A., Ivanov I.I., Tyurina N.V.

RUS

Influence of noise barrier design parameters on its
acoustical insertion loss
pp. 121-132

Artemenko D.E., Syatchihin A.A., Oleinikov A.Yu.

RUS

Analysis of the vibration on the payload of the 'Dnepr'
launch vehicle
pp. 133-141

**Goverdovskiy V.N., Karpov E.V.,
Rakhmatov R.I., Levin I.M., Sidorov P.M.**

RUS

Infra-frequency vibration isolation of product designs and board
equipment for transportation to a launcher and deployment
on an orbital platform
pp. 142-151

Scientific Journal
Vol. 11 No. 3

The founder
Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov

The Online Scientific Journal 'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.
The founder of the journal
is Nikolay Igorevich Ivanov,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor of the department of
Ecology and Industrial Safety
of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov, the
founder of the transport acoustics
in Russia.

'Noise Theory and Practice'
is devoted to the fundamental
problems in the field of
vibroacoustics and accepts papers
in the following areas:
- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex
issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection.
Human ecology.

All articles submitted to the
editorial office are subject
to mandatory review. The journal
is an open network resource
and published four times a year.

Location address of the Editorial office

Bldg. 7'A', 138 Obvodny Canal emb.,
office 11-N, room 2-2

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: secretary@noisetp.com

Executive Secretary

Khrapko Natalya

Journal is registered in Federal
service for supervision of
communications, information
technology, and mass media

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Butorina M.V., Dontsov S.A.

RUS

Noise and vibration as priority factors of occupational safety
during construction of transport interchange clusters
pp. 152-165

RUS

Azov M.S., Valitov R.R., Chikrin D.E.

Vibration-resistant avionics design comprehensive approach
pp. 166-177

RUS

Kondratev S.A., Tyurina N.V., Fiev K.P.

Study of acoustical properties of the industrial enterprises rooms
pp. 178-187

**Vasilyev A.P., Kondratyev S.A., Fiev K.P. ,
Tyurina N.V.**

RUS

Development of noise protection measures for industrial
enterprise exhaust systems
pp. 188-197

**Ivanov N.I., Ershov S.V., Khrapko N.N.,
Patrusheva T.N.**

RUS

Development of combined protection
against noise and electromagnetic radiation
pp. 198-210

УДК: 502.3
OECD: 02.07.IH

Математическое моделирование затухания шума и аэродинамического сопротивления на повороте

Тупов В.Б.^{1*}, Павлов Д.А.²

¹Д.т.н., профессор, профессор кафедры ТЭС, ²аспирант, кафедра ТЭС
^{1,2}ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, РФ

Аннотация

Эта работа рассматривает использование абсорбционных глушителей с пластинами переменного сечения в изгибах газоздухопроводов для снижения шума. Исследование сосредоточено на анализе эффективности этих глушителей, детальном описании методов численного моделирования, выполненного в программе ANSYS. Были изучены четыре конфигурации прямого скругленного поворота канала квадратного сечения, в том числе рассмотрены поворот с пластиной, облицовкой поворота, с пластиной и облицовкой поворота. Были проведены верификация и валидация моделей. Получено, что снижение уровня шума при установке пластины на повороте составляет 5-7,3 дБ (дополнительное снижение 1,2-3,8 дБ), а коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается в 5,1 раз. При повороте с облицовкой и пластиной аэродинамическое сопротивление уменьшается почти в 3 раза (с 91 до 30 Па) по сравнению со свободным поворотом, при этом затухание шума возрастает на 3-8 дБ.

Ключевые слова: аэродинамическое сопротивление, затухание шума, глушитель, импеданс Miki, ANSYS Fluent, ANSYS Harmonic Acoustics

Mathematical modeling of noise reduction and aerodynamic resistance in an elbow

Tupov V.B.^{1}, Pavlov D.A.²*

*¹D.Sc., Professor, Professor of the Department of TPP, ²P.G., Department of TPP
^{1,2}National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russia*

Abstract

This work investigates the use of absorption silencers with variable-section plates in bends within gas and air ducts to reduce noise. The research focuses on analyzing the effectiveness of these silencers, detailing the numerical modeling methods implemented in ANSYS. Four configurations of a square-section channel's direct rounded bend were studied, including a bend with a plate, a bend lining, and a bend with a plate and lining. Model verification and validation were performed. It was found that the noise level reduction when installing a plate on a bend is 5-7.3 dB (an additional reduction of 1.2-3.8 dB), and the aerodynamic drag coefficient decreases by 5.1 times. When turning with a lining and a plate, the aerodynamic drag decreases almost 3 times (from 91 to 30 Pa) compared to a free bend, while noise attenuation increases by 3-8 dB.

Keywords: aerodynamic resistance, noise reduction, duct silencer, Miki impedance, ANSYS Fluent, ANSYS Harmonic Acoustics

*E-mail: Tupovvb@mail.ru (Тупов В.Б.)

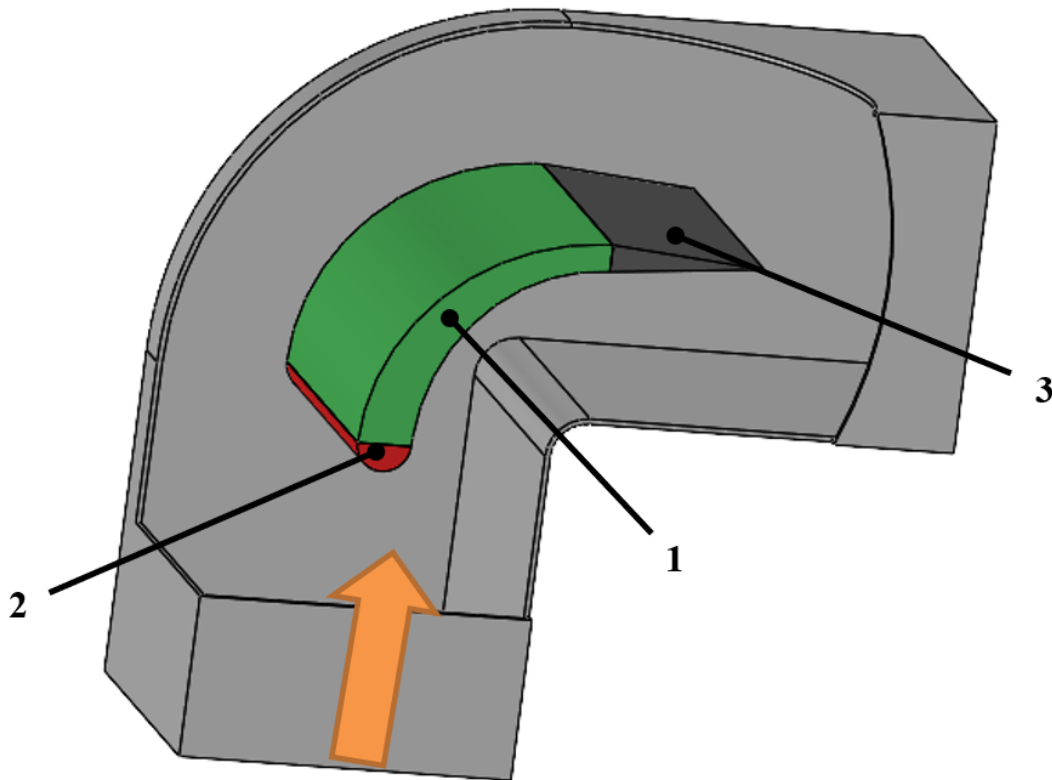
Введение

Шумовое загрязнение от оборудования тепловых электростанций, в частности от систем газовоздухопроводов (вентиляторы, дымососы, компрессоры), представляет серьезную экологическую проблему [1]. Эффективное снижение шума, особенно в низкочастотном диапазоне (<300 Гц), традиционными методами затруднено из-за габаритных ограничений и высоких требований к минимизации гидравлических потерь [2, 3]. Интеграция абсорбционных глушителей с пластинами переменного сечения (ППС) в повороты ГВП является перспективным решением, позволяющим использовать естественное расширение потока для размещения шумоглушащих элементов без значительного увеличения сопротивления. Целью данной работы является анализ эффективности таких глушителей, детализация методик их численного моделирования и верификации.

1 Математические модели и методология расчета

Исследовались четыре конфигурации 90 поворота газовоздухопровода квадратного сечения со сторонами 4 м (рисунок 1):

- а) базовый вариант (свободный поворот),
- б) с облицовкой поворота,
- в) глушитель с пластиной переменного сечения в повороте,
- г) комбинированное решение с применением ППС и облицовки.



1 – пластина, заполненная звукопоглощающим материалом; 2 – входные цилиндрические обтекатели; выходные клиновидные обтекатели; 3 – выходные клиновидные обтекатели.

Рисунок 1 – Модель глушителя шума в повороте

Глушитель, рисунок которого представлен на рисунке 1, представляет собой профилированную пластину, установленную вдоль потока внутри поворота ГВП.

Пластина переменного сечения устанавливается внутри поворота. Начало пластины совпадает с входом поворота, толщина пластины на входе 200 мм, по направлению движению потока, толщина пластины уменьшается, и, на выходе из поворота, составляет 100 мм. Переменное сечение канала обеспечивает плавное изменение акустического импеданса, повышая эффективность поглощения на разных частотах. [5, 6]. Пластина изготавливается из коррозионностойкой стали, толщина 0,8-1,5 мм, перфорация 20-40 % ($\varnothing$ 2-6 мм). Звукопоглотитель – базальтовая вата плотностью 80 кг/м³ [4].

2 Аэродинамическая модель (ANSYS Fluent) [5]:

Для аэродинамической модели ANSYS Fluent используются:

- 1) уравнения: RANS с моделью турбулентности $k-\omega$ SST,
- 2) граничные условия:
 - вход: Velocity Inlet (15 м/с, турбулентная интенсивность 5 %),
 - выход: Pressure Outlet (0 Па),
 - стенки: No-Slip (сталь), адиабатические,
 - минеральная вата: Porous Zone,
 - шероховатость стенок канала (5 мкм),
- 3) метод решения: Алгоритм SIMPLE, дискретизация 2-го порядка.

3 Акустическая модель (ANSYS Harmonic Acoustics) [6]:

Для акустической модели ANSYS Harmonic Acoustics используются:

- 1) источник: Плоская волна (1 Па) на входе,
- 2) граничные условия:
 - выход: Radiation Boundary,
 - сталь: Hard Boundary ($Z \rightarrow \infty$),
 - минеральная вата: Impedance Boundary (модель Miki (формула 1)) [7-9]:

$$Z(f) = \rho_0 c_0 \left[1 + 0,070 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0,725} - i \cdot 0,127 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0,655} \right], \quad (1)$$

где $Z(f)$ – акустический импеданс, кг/(м²с); f – частота, Гц; $\sigma = 10000$ – статический потоковый коэффициент сопротивления, кг/(м²с); $\rho_0 = 1,225$ – плотность воздуха, кг/м³; $c_0 = 343$ – скорость звука в воздухе, м/с.

- 3) диапазон частот: среднегеометрические частоты 31,5–8000 Гц.

4 Верификация и валидация

Перед выполнением математического моделирования был выполнен сеточный анализ, во избежание того, чтобы размер сетки не влиял на результаты моделирования. В итоге разница между сеточными моделями не превышает 1%. Итеративное решение задачи численного моделирования для аэродинамических расчетов проводилось до тех пор, пока не будет достигнута сходимость задачи. Абсолютные невязки переменных для всех уравнений достигают значений ниже 10^{-4} [10]. Полученные результаты моделирования по определению аэродинамического сопротивления для свободного поворота были проверены с результатами, полученными по формулам, приведенным в справочнике Идельчика (формулы 2-4). [3],

$$\zeta = \frac{A_2}{Re} + \zeta_m + \zeta_{тр}, \quad (2)$$

$$\zeta = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1, \quad (3)$$

$$\zeta_{\text{тр}} = 0,0175 \cdot \delta \cdot \lambda \cdot \frac{R_0}{D_r}, \quad (4)$$

где A_1, B_1, C_1, A_2 – коэффициенты, зависящие от геометрических параметров отвода; Re – число Рейнольдса; δ – угол поворота; λ – коэффициент сопротивления трения; R_0 – радиус закругления осевой линии, м; D_r – гидравлический диаметр, м; $\zeta, \zeta_m, \zeta_{\text{тр}}$ – коэффициенты сопротивления общий, местный, трения соответственно.

Результаты математического моделирования по определению затухания шума свободного поворота сравнивались со справочными данными [11].

Таблица 1 – Значения затухания шума в прямом скругленном свободном повороте [11]

Источник	Снижение УЗМ, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
[11]	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0

5 Результаты моделирования

Результаты математического моделирования по определению затухания шума и аэродинамического сопротивления поворота различных конфигураций представлены в таблицах 2, 3 соответственно, из которых видно, что имеется удовлетворительная сходимость полученных значений в прямом скругленном свободном повороте затухания шума с экспериментальными данными, представленные в таблице 1, а также аэродинамического сопротивления, рассчитанного по формулам 2-4. В таблице 2 в скобках указаны значения дополнительного снижения уровня шума, дБ, по сравнению с базовой конфигурацией (свободный поворот), для свободного поворота с пластиной, для свободного поворота с облицовкой, для свободного поворота с облицовкой и пластиной.

Таблица 2 – Затухания уровня шума на прямом повороте, дБ, по результатам моделирования

f , Гц	Свободный поворот	Свободный поворот с пластиной	Свободный поворот с облицовкой	Свободный поворот с облицовкой и пластиной
31,5	2,6	5,7 (3,1)	4,5 (1,9)	6,6 (4)
63	3,0	5,3 (2,3)	5,9 (2,9)	6,3 (3,3)
125	3,6	7,4 (3,8)	6,6 (3)	11,2 (7,6)
250	3,8	5,7 (1,9)	6,9 (3,1)	8,0 (4,2)
500	4,1	6,2 (2,1)	6,8 (2,7)	8,5 (4,4)
1000	3,9	6,3 (2,4)	6,4 (2,5)	7,7 (3,9)
2000	3,8	5,1 (1,3)	6,0 (2,2)	6,6 (2,9)
4000	3,5	4,9 (1,4)	5,6 (2,1)	6,2 (2,7)
8000	3,4	4,6 (1,2)	5,3 (1,9)	6,0 (2,6)

Из таблицы 3 видно, что при установке пластины переменного сечения в повороте, аэродинамическое сопротивление снижается по сравнению со свободным поворотом примерно в 5 раз (с 91 до 18 Па), за счет уменьшения зоны вихреобразования,

Таблица 3 – Аэродинамическое сопротивление в повороте по результатам моделирования

Параметр	Свободный поворот	Свободный поворот с пластиной	Свободный поворот с облицовкой	Свободный поворот с облицовкой и пластиной
ΔP , Па	91	18	102	30
ζ	0,66	0,13	0,74	0,22

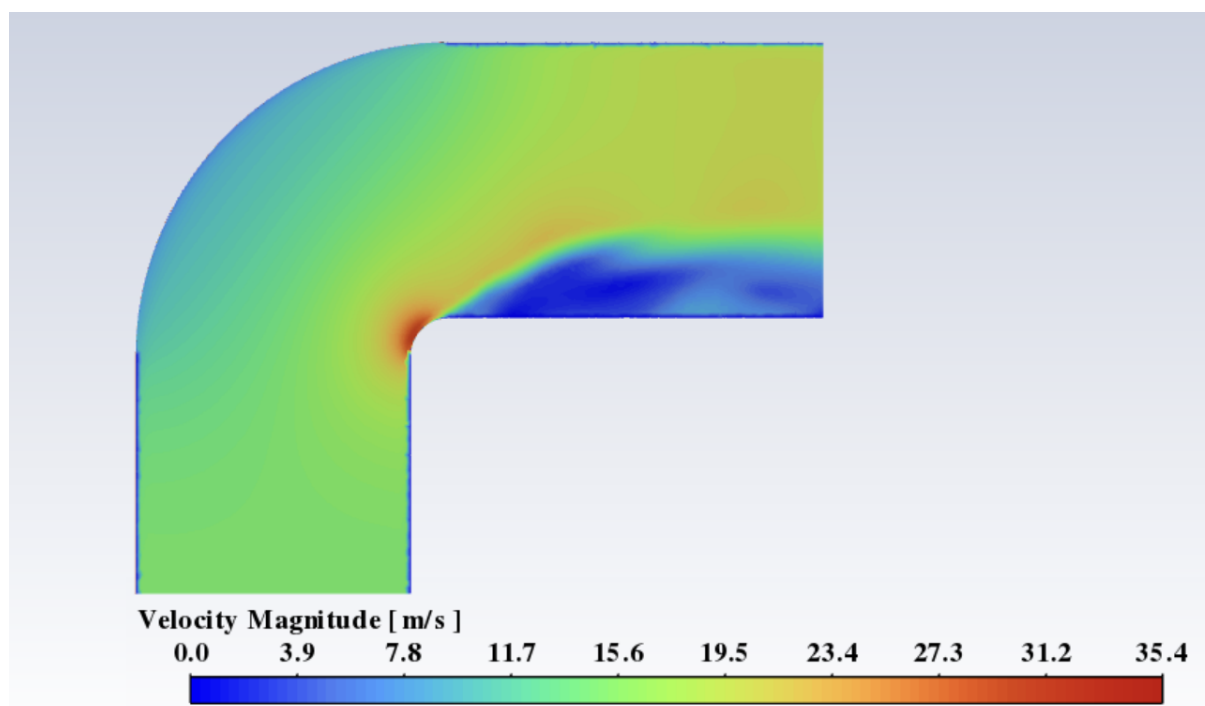


Рисунок 2 – Поле скоростей в повороте до установки пластины

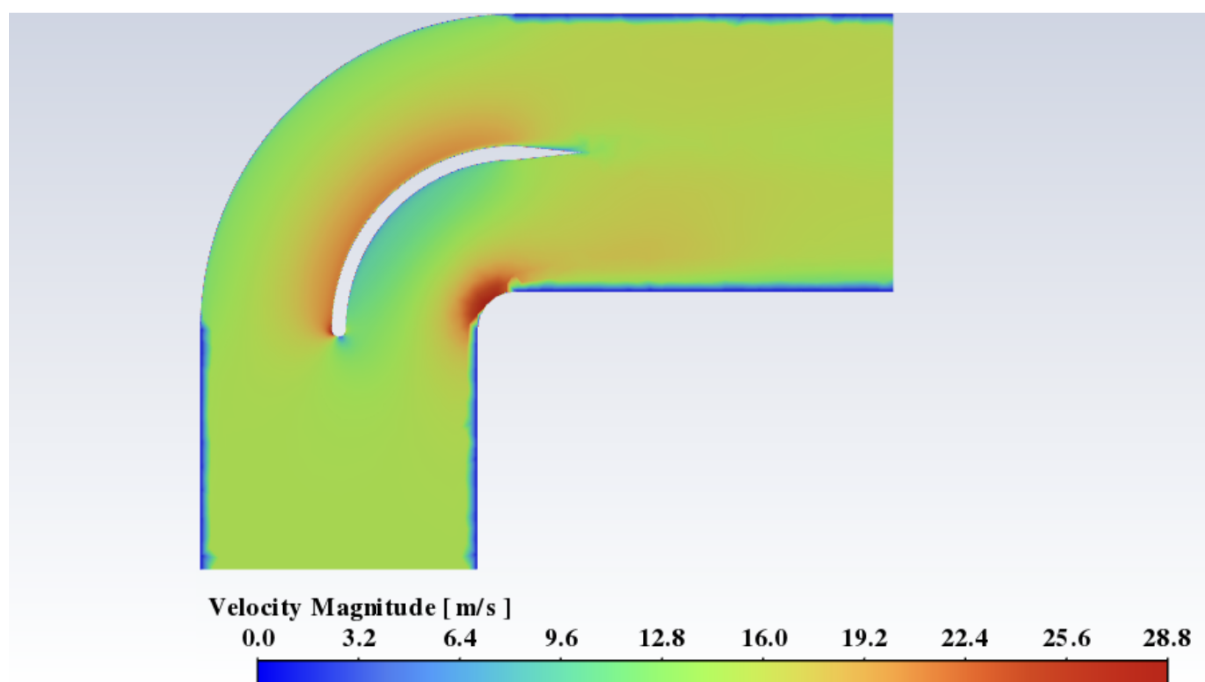


Рисунок 3 – Поле скоростей в повороте после установки пластины

образующейся у внутренней стенки канала, а также выравнивания полей скоростей после поворота. Это видно из рисунков 2 и 3, на которых представлены поля скоростей до и после установки пластины соответственно. При установке облицовки, аэродинамическое сопротивление возрастает за счет роста скорости потока из-за уменьшения проходного сечения канала. При комбинированном варианте, когда в повороте имеет место облицовка и пластина аэродинамическое сопротивление уменьшается почти в 3 раза (с 91 до 30 Па) по сравнению со свободным поворотом, при этом затухание шума возрастает на 3-8 дБ.

Заключение

По результатам математического моделирования по определению затухания шума и аэродинамического сопротивления поворота различных конфигураций сделаны следующие выводы:

1. Установка пластины переменного сечения на поворотах представляется перспективным для снижения аэродинамического сопротивления и снижения уровня звуковой мощности в энергетических газоздухопроводах.
2. Снижение уровня шума при установке пластины на повороте составляет 5-7,3 дБ (дополнительное снижение 1,2-3,8 дБ), а коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается в 5,1 раз.
3. Снижение уровня шума при облицовке поворота составляет 4,5-6,8 дБ. (дополнительное снижение 1,9-3,1 дБ), а коэффициент аэродинамического сопротивления увеличивается в 1,12 раз.
4. При повороте с облицовкой и пластиной аэродинамическое сопротивление уменьшается почти в 3 раза (с 91 до 30 Па) по сравнению со свободным поворотом, при этом затухание шума возрастает на 3-8 дБ. При этом дополнительное затухание шума на среднегеометрической частоте 125 Гц увеличивается до 7,6 дБ по сравнению со свободным поворотом.

Список использованных источников

1. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду / В.Б.Тупов. – М.– Издательский дом МЭИ, 2012. – 284 с.- ISBN 978-5-383-00758-7.
2. Тупов В.Б., Тараторин А.А., Скворцов В.С. Снижение шума газовых трактов газотурбинных установок облицовкой поворотов // Вестник МЭИ. 2023. N 1.- С. 93-99. DOI: 10.24160/1993-6982-2023-1-93-99.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям /Под ред. М. О. Штейнберга.- 3-е изд.,перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с. - ISBN 5-217-00393-6.
4. Тараторин А.А., Мухаметов А.Б., Павлов Д.А. Снижение шума от объектов энергетики при помощи энергоэффективных диссипативных глушителей в поворотах газоздушных трактов // Вестник Московского энергетического института. – 2024. – N 1.– С. 81–92. DOI: 10.24160/1993-6982-2024-1-81-92.
5. Matsson J. E. An introduction to ANSYS fluent 2022. – Sdc Publications, 2022. – 688 p. - ISBN 978-1-63057-569-4.
6. C.Q. Howard, B.S. Cazzolato. Acoustic Analyses Using MATLAB and Ansys, CRC press, 2015.– 670 p. - ISBN 978-1-4822-2325-5.
7. Sreeja R. Investigation of Fibrous Materials for Low Frequency and High-Frequency Passive Noise Reduction using Transfer Matrix Method //Journal of Scientific Research. – 2022. – Vol. 14. – N 1. – P. 101-114. DOI: 10.3329/jsr.v14i1.53546.

8. Liang, M.; Wu, H.; Liu, J.; Shen, Y.; Wu, G. et al. Improved sound absorption performance of synthetic fiber materials for industrial noise reduction: A review // *Journal of Porous Materials*. – 2022. – Vol. 29. – N 3. – P. 869-892. DOI: 10.1007/s10934-022-01219-z.
9. Miki Y. Acoustical properties of porous materials-Modifications of Delany-Bazley models // *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*. – 1990. – Vol. 11, N 1. – P. 19-24. DOI: 10.1250/ast.11.19.
10. Stern F. et al. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations—part 1: methodology and procedures // *J. Fluids Eng.* – 2001. – Vol. 123, N 4. – P. 793-802. DOI: 10.1115/1.1412235.
11. ASHRAE, HVAC Applications, GA // American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2015. – 1340 p. - ISBN 978-1-936504-93-0.

References

1. Tupov V.B. Factors of Physical Impact of Thermal Power Plants on the Environment / V.B. Tupov. – Moscow: MPEI Publishing House, 2012. - 284 p. - ISBN 978-5-383-01196-6.
2. Tupov V.B., Taratorin A.A., Skvortsov V.S. Reduction of noise in gas tracts of gas turbine units by lining turns" // *Bulletin of MPEI*. 2023. N 1, P. 93-99. DOI: 10.24160/1993-6982-2023-1-93-99.
3. Idelchik I.E. Handbook of Hydraulic Resistance /Ed. by M.O. Shteinberg. - 3rd ed, revised and expanded. - Moscow: Mashinostroenie, 1992.- 672 p. - ISBN 5-217-00393-6.
4. Taratorin A.A., Mukhametov A.B., Pavlov D.A. Noise reduction from energy facilities by using energy-efficient dissipative silencers in the turns of gas-air paths // *Bulletin of MPEI*. – 2024. – N 1. – P. 81–92. DOI: 10.24160/1993-6982-2024-1-81-92.
5. Matsson J. E. An introduction to ANSYS fluent 2022. – Sdc Publications, 2022. – 688 p. - ISBN 978-1-63057-569-4.
6. C.Q. Howard, B.S. Cazzolato. Acoustic Analyses Using MATLAB and Ansys, CRC press, 2015.– 670 p. - ISBN 978-1-4822-2325-5.
7. Sreeja R. Investigation of Fibrous Materials for Low Frequency and High-Frequency Passive Noise Reduction using Transfer Matrix Method // *Journal of Scientific Research*. – 2022. – Vol. 14. – N 1. – P. 101-114. DOI: 10.3329/jsr.v14i1.53546.
8. Liang, M.; Wu, H.; Liu, J.; Shen, Y.; Wu, G. et al. Improved sound absorption performance of synthetic fiber materials for industrial noise reduction: A review // *Journal of Porous Materials*. – 2022. – Vol. 29. – N 3. – P. 869-892. DOI: 10.1007/s10934-022-01219-z.
9. Miki Y. Acoustical properties of porous materials-Modifications of Delany-Bazley models // *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*. – 1990. – Vol. 11, N 1. – P. 19-24. DOI: 10.1250/ast.11.19.
10. Stern F. et al. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations—part 1: methodology and procedures // *J. Fluids Eng.* – 2001. – Vol. 123, N 4. – p. 793-802. DOI: 10.1115/1.1412235.
11. ASHRAE, HVAC Applications, GA // American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2015. – 1340 p. - ISBN 978-1-936504-93-0.

УДК: 625.098:504.06

OECD: 1.03 AA

Возможность использования продуктов переработки шин (крошка, плиты) при изготовлении панелей акустических экранов

Элькин Ю.И.^{1*}, Виноградов Р.А.²

¹Д.т.н., профессор, ²Начальник отдела

¹Кафедра инженерно-экологических инноваций и комплексной безопасности, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, РФ

²Отдел мониторинга ресурсного обеспечения, Федеральное автономное учреждение «Российский дорожный научно – исследовательский институт» (ФАУ «РОСДОРНИИ»), г. Москва, РФ

Аннотация

В статье поднимается проблема неконтролируемого роста парка автотранспортных средств (АТС) во всех странах (в том числе и в Российской Федерации), вследствие чего происходит и увеличение количества изношенных шин. При этом неутилизованные изношенные шины размещаются на полигонах твёрдых коммунальных отходов, на несанкционированных свалках или в лесу, из-за чего возрастает нагрузка на экосистемы, а именно: неконтролируемые пожары, выбросы загрязняющих веществ в атмосферу и т.д. В связи с тем, что объёмы производства шин превосходят объёмы их утилизации, необходима разработка новых направлений применения продуктов переработки шин. Поэтому в статье предлагается использовать эти продукты переработки для изготовления панелей акустических экранов (АЭ). Для этого была проведена сравнительная изоляции (ЗИ) как резинотехнических образцов из продуктов переработки изношенных шин (крошка различных фракций, а также изделия из неё в виде плит временного дорожного покрытия и плиток для обустройства детских и спортивных площадок), так и образца панели базового металлического АЭ.

Ключевые слова: транспортный шум, переработка изношенных шин, звукоизоляция, акустические экраны, плиты из резиновой крошки, резиновая крошка, уровень звукового давления (УЗД), уровень звука (УЗ), камера высокого уровня, камера низкого уровня

The possibility of using tire recycling products (crumbs, plates) in the manufacture of acoustic screen panels

Elkin Yu.I.*¹, Vinogradov R.A.²

¹DSc, professor, ²Head of the resource

¹Department of engineering-environmental innovation and comprehensive safety, Moscow automobile and road construction state technical university (MADI), Moscow, Russia

²Resource management department, Federal autonomous institution Russian road research institute (FAI 'ROSDORNII'), Moscow, Russia

Abstract

The article raises the problem of uncontrolled growth of the fleet of motor vehicles (ATS) in all countries (including the Russian Federation), as a result of which there is an increase in the number of worn tires. At

*E-mail: elkinym@mail.ru (Элькин Ю.И.)

the same time, unused worn-out tires are placed in municipal solid waste landfills, unauthorized landfills or in the forest, which increases the burden on ecosystems, namely uncontrolled fires, emissions of pollutants into the atmosphere, etc. Due to the fact that the volume of tire production exceeds the volume of tire recycling, it is necessary to develop new applications for tire recycling products. Therefore, the article suggests using these processed products for the manufacture of acoustic shield panels (AE). For this purpose, a comparative assessment of sound insulation was carried out for both rubber samples from the products of recycling worn tires (crumbs of various fractions, as well as products made from it in the form of temporary paving slabs and tiles for children's and sports grounds) and a sample of a base metal AE panel.

Keywords: transport noise, recycling of worn-out tires, sound insulation, acoustic screens, rubber crumb boards, rubber crumb, sound pressure level (SPL), sound level (SL), high-level chamber, low-level chamber

Введение

На сегодняшний день мы наблюдаем тенденцию возрастания парка АТС во всех странах, включая РФ, что приводит к постоянному увеличению количества изношенных шин. В современном мире переработка изношенных шин имеет как экологическое, так и экономическое значение. С экологической стороны это вызвано тем, что неутилизованные автомобильные шины на свалках разлагаются очень долго, порядка 150 лет [1], и при нагревании под открытым небом выделяют в почвенную и воздушную среды вредные вещества, такие как бенз(а)пирен, фенолы, нитрозамины.

По данным агентства AUTOSTAT-RADAR, во втором десятилетии XXI века (2010-2020 гг.) парк автотранспортных средств в нашей стране вырос на треть (рисунок 1) [2].

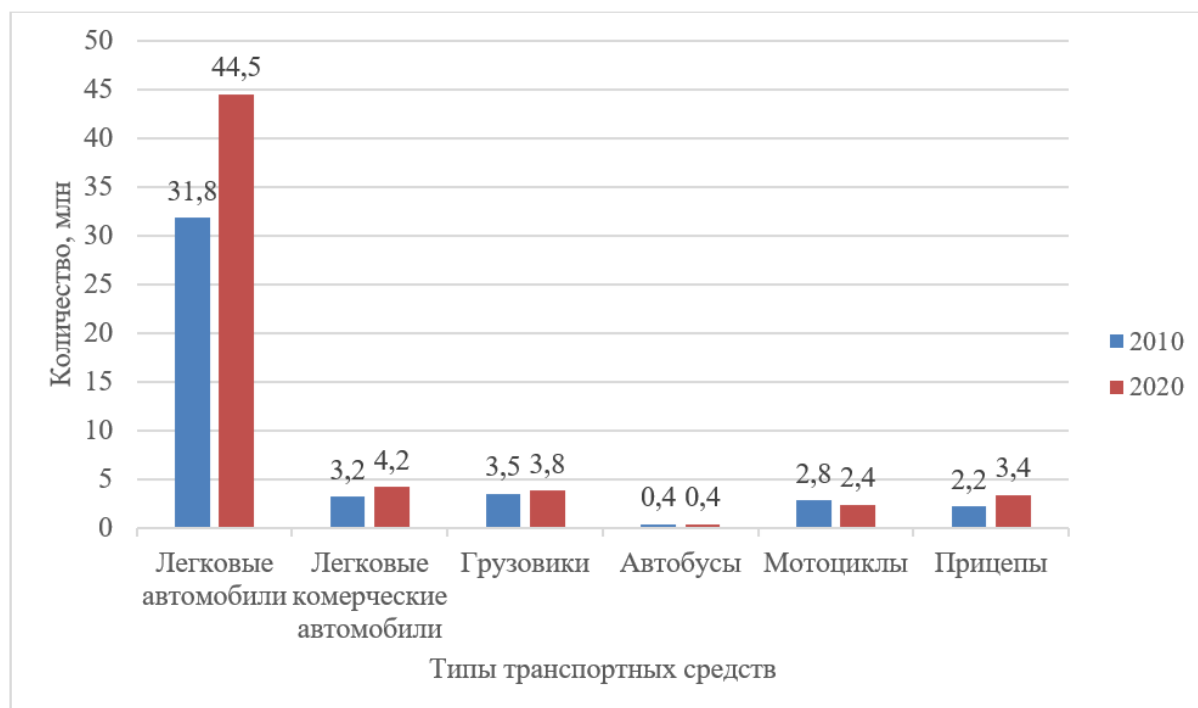


Рисунок 1 – Изменение численности транспортного парка в РФ за 10 лет

С 2016 г. члены ассоциации «Шиноэкология» (объединяющей на 2025 г. более 50 предприятий в области обращения с изношенными шинами) совместно с производителями

шин успешно осуществляют их утилизацию.

Важно, что хотя за период с 2016 по 2023 гг. доля утилизации шин в Российской Федерации увеличилась с 15 до 40% от объема их образования [3], тем не менее в настоящее время (данные на 2024 г.) эта доля достигает всего лишь 42 % (рисунок 2).

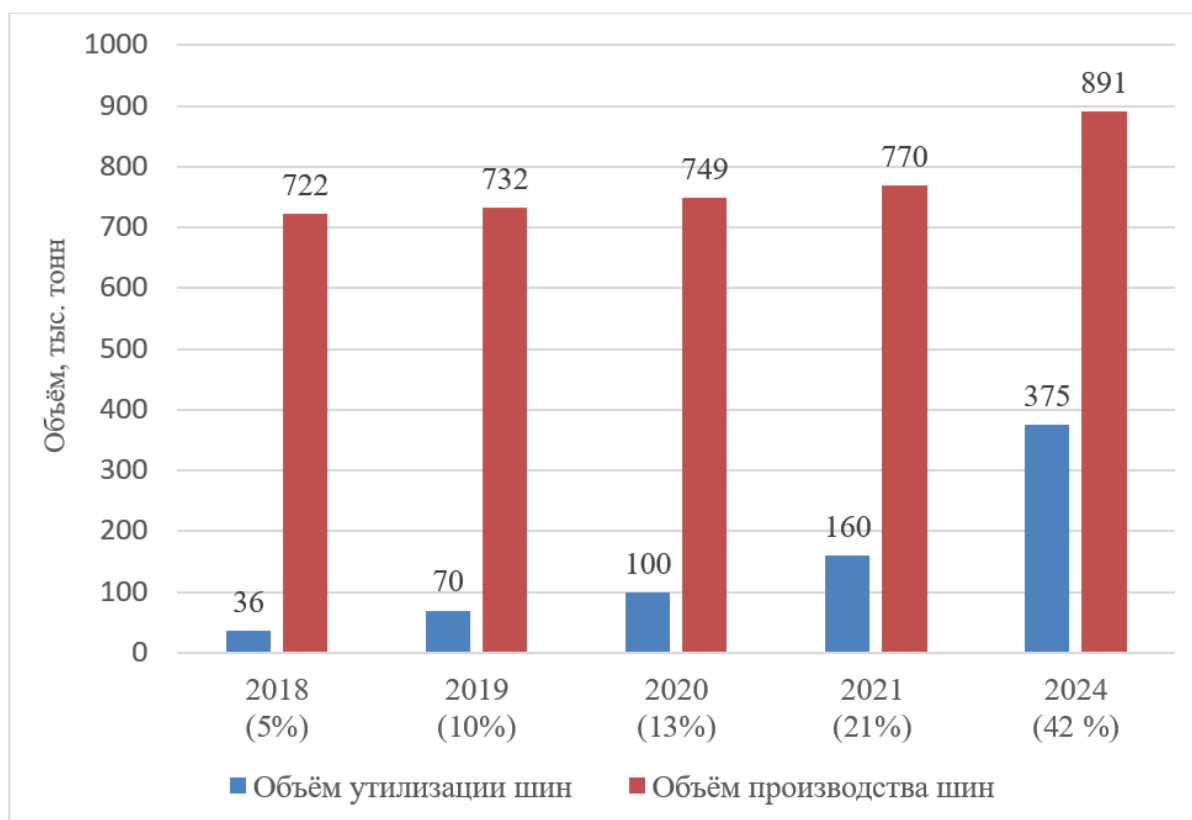


Рисунок 2 – Объёмы производства и утилизации изношенных шин

Улучшение качества жизни людей и непрерывный рост численности населения, и, как следствие, количества АТС в мире, к сожалению, усугубили и экологические проблемы. Одна из ключевых таких проблем – шум.

За последние годы было проведено множество исследований, касающихся шума, его источников, уровней шумового загрязнения, последствий его воздействия на здоровье человека и т.д., поэтому эта тема по-прежнему представляет научно - практический интерес.

Проблема защиты населения городов от шума актуальна в наше время связана с ростом количества транспорта, развитием промышленности и рядом других причин. Множество людей в России, да и во всём мире, живут в условиях акустического дискомфорта [4].

Однако, несмотря на значительные усилия автопроизводителей по созданию малозумных машин, автомобильный шум остается наиболее распространенным вредным фактором жилой среды, вклад которого составляет свыше 70%. Уровни автомобильного шума на прилегающей селитебной территории достигают 60-80 дБА [5] при норме шума в жилой застройке 55 дБА днем и 45 дБА ночью.

При существующих объемах строительства объектов дорожно-мостового хозяйства, приводящих к повышенной акустической нагрузке, практически на каждом объекте автотранспортного строительства выполняется проектирование комплекса шумозащитных сооружений (ШЗС), включающего, в том числе, и установку акустических

экранов (АЭ).

Предполагается, что использование и внедрение продуктов переработки изношенных шин (собственно резиновой крошки и плит, плиток из неё) при изготовлении панелей АЭ для ШЗС обеспечат как снижение уровней транспортного шума на селитебных территориях до нормативных значений, так и увеличение объёмов переработки шин. Оба эти аспекта имеют важную экологическую значимость.

При этом в статье рассмотрены образцы резинотехнических изделий (РТИ) из продуктов переработки шин, образец панели базового (два листа из стали толщиной 1,2 мм и расстоянием между ними - 70 мм, заполненным звукопоглощающим материалом) металлического АЭ [6] и панель каменного (гравий, щебень, песок) АЭ габионного типа (ГТ).

1 Методы и средства исследования

В рамках исследовательской работы была проведена оценка звукоизолирующей способности (то есть ЗИ характеристики) образцов, в состав которых входят:

- резинотехнические изделия из продуктов переработки шин;
- панель базового металлического АЭ.

В качестве ориентира при оценке были использованы подходы, изложенные в ГОСТ 27296–2012 «Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций» [7].

Действительно, по целому ряду понятных причин (невозможность обеспечить необходимые как площадь испытываемых образцов, так и объёмы камер высокого и низкого уровней и т.д.) полностью выполнить требования указанного стандарта не представлялось возможным.

Однако, по мнению авторов, в связи с тем, что экспериментальная оценка ЗИ характеристик образцов проводилась не для цели их «строгой» сертификации (например, по индексу изоляции воздушного шума в дБ), а всего лишь для сравнения звукоизолирующей способности РТИ образцов с базовой панелью АЭ (сопоставима или несопоставима), то скрупулёзное выполнение требований указанного ГОСТа в данной ситуации представляется необязательным. И в случае, если значение ЗИ характеристики панели металлического АЭ будет достаточно сопоставимым с аналогичным показателем образцов резинотехнических изделий, то последние можно рекомендовать для изготовления панелей акустических экранов.

Необходимость оценки именно звукоизолирующей способности всех образцов из продуктов переработки шин заключается в следующем:

- все известные методики расчёта акустической эффективности различных видов действующих АЭ (металл, светопрозрачный материал, бетон и т.д.), представленные, например, в [8]-[9], оценивают шумозащиту в расчётной точке только от огибающей, то есть дифракционной, составляющей звука через верхнюю и боковые (свободные) кромки экрана, при этом учитываются в основном габаритно – ситуационные параметры (высота, длина АЭ и расстояние от АЭ как до источника шума, так и до расчётной точки);

- также полагается, что звукоизолирующая способность панелей АЭ достаточна велика, тем самым обуславливая значительное снижение прямой составляющей звука и отсутствие необходимости её учёта при расчёте, то есть основной вклад в шумовую экспозицию в расчётной точке будет вносить только дифракционная составляющая;

- так как авторам были неизвестны ЗИ характеристики РТИ различных видов, появилась необходимость в проведении их экспериментальной оценки и сравнении

полученных результатов с измеренными тогда же ЗИ характеристиками панели базового АЭ.

Средства для проведения оценки звукоизолирующей способности всех образцов – шариковый источник шума (ИШ) и шумомер «ОКТАВА - 110А».

2 Проведение эксперимента

Указанный ГОСТ 27296–2012 [7] устанавливает методы измерения изоляции воздушного шума ограждающими конструкциями (стенами, перекрытиями и их элементами, перегородками и т.д.) в лабораторных и натурных условиях.

Сущность метода – измерение уровня звукового давления в камерах высокого (КВУ) и низкого (КНУ) уровней с учётом поглощения звука в КНУ. Объём помещений КВУ и КНУ должен составлять не менее 30 м³ и не более 150 м³

Нами же для проведения эксперимента были подобраны 2 помещения объёмом 40 м³ (КВУ) на нижнем уровне и 175 м³ (КНУ) на верхнем уровне с перекрытием между ними из ж/б плит толщиной 210 мм. В этом перекрытии был сделан измерительный проём с габаритами 320х240х210 мм для установки исследуемых образцов панели базового экрана и резинотехнических изделий.

В КВУ источник шума находился в 1,5 м по вертикали вниз от измерительного проёма ж/б перекрытия и на расстояниях более 1 м от ограждающих поверхностей (стен и пола), как показано на рисунке 3.

Измерения в КНУ проводились на высоте 1 м по вертикали вверх от измерительного проёма.



Рисунок 3 – Открытый измерительный проём и ИШ в КВУ

В нашем случае основной методический подход при проведении экспериментальных исследований состоял в определении разницы уровней звука в камере низкого уровня с открытым и перекрытым различными испытуемыми образцами (РТИ, панель базового экрана) измерительным проёмом.

Так как целью исследования являлась лишь сравнительная оценка звукоизолирующей способности образцов панели базового экрана и различных резинотехнических изделий, то измерения в КНУ проводились только по уровню звука в дБА (при работе одного и того же ИШ и при одинаковых условиях измерений).

В качестве испытуемых образцов резинотехнических изделий нами были подобраны:

- плитка для детских площадок (33x240x30 мм), состоящая из двух слоёв, при этом верхний слой толщиной 7 мм сделан из крошки фр. 1 мм, а нижний толщиной 23 мм – из фр. 2 – 4 мм (рисунок 4);

- пакеты с резиновой крошкой (440x200x40 мм) с фр. 0,5; 1 – 3 и 2 – 4 мм (рисунок 5);

- дорожная плита НЦК – 50 ПС (500x500x55 мм), представляющая собой монолитную прямоугольную плоскую плиту, армированную внутренним каркасом из периодического профиля А3 диаметром 18 мм и предназначенная для обустройства временной подъездной инфраструктуры на труднодоступных участках (рисунок 6) [10].

Надо отметить, что все исследуемые образцы изготовлены из продуктов переработки изношенных шин (резиновая крошка – первый передел, плиты и плитки – второй передел).

Авторы благодарны Дмитровскому заводу РТИ (резиновая крошка), ООО НЦК (дорожная плита) и ГБУ Жилищник района Сокол (плитка для детских площадок) за любезно представленные образцы.



Рисунок 4 – Плитка для детских площадок



Рисунок 5 – Пакеты с резиновой крошкой различных фракций



Рисунок 6 – Дорожная плита НЦК

В таблице 1 приведены результаты измерений уровней звука в КНУ.

Таблица 1 – Результаты измерений в КНУ на высоте 1 м вертикально вверх от середины измерительного проёма

КНУ		
№ п/п	Условия измерений	Уровень звука, LA, дБА
1	Фон. Источник шума (ИШ) выключен, измерительный проём открыт	28
2	С ИШ. Проём открыт	77
3	С ИШ. Проём перекрыт образцом панелью базового металлического АЭ	42
4	С ИШ. Проём перекрыт плиткой для детских площадок	59
5	С ИШ. Проём перекрыт пакетом резиновой крошки фр. 0,5 мм (с минераловатным уплотнителем по периметру)	44
6	С ИШ. Проём перекрыт пакетом резиновой крошки фр. 1 - 3 мм (с минераловатным уплотнителем по периметру)	45
7	С ИШ. Проём перекрыт пакетом резиновой крошки фр. 2 - 4 мм (с минераловатным уплотнителем по периметру)	46
8	С ИШ. Проём перекрыт дорожной плитой НЦК	40

Гистограмма разниц УЗ в КНУ при открытом и перекрытом различными исследуемыми образцами измерительном проёме показана на рисунке 7.

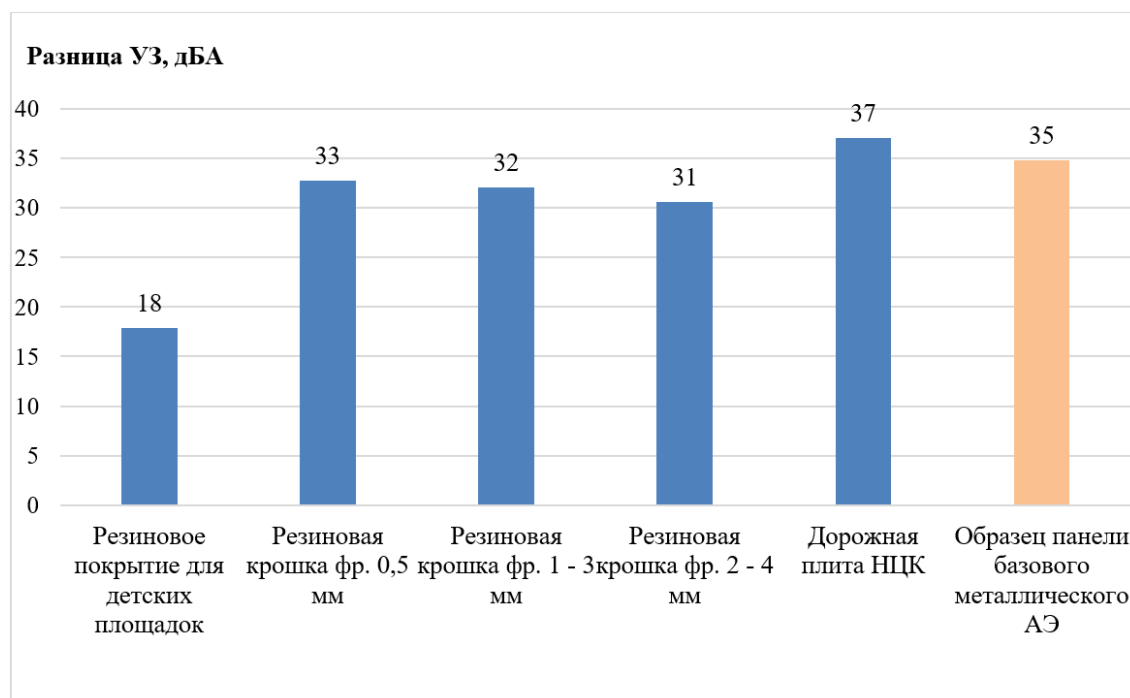


Рисунок 7 – Звукоизолирующая способность образцов различных РТИ и панели базового АЭ

Как видно из представленных данных, наиболее эффективным исследуемым образцом является дорожная плита компании НЦК, что очевидно объясняется её наибольшей поверхностной плотностью. Эффективность (звукоизолирующая способность) этой плиты составила 37 дБА.

Резиновая крошка показала результат от 31 до 33 дБА (от фр. 2 - 4 мм до фр. 0,5 мм).

Плитка для детских площадок наименее эффективна (18 дБА) в сравнении с остальными исследуемыми образцами из РТИ, при этом ничто не мешает для повышения звукоизолирующей способности использовать в панелях экранов двойной слой плитки суммарной толщиной 60 мм.

Необходимо отметить, что звукоизолирующие способности образцов из резинотехнических изделий сопоставимы с аналогичным показателем образца панели базового металлического экрана.

3 Каменные АЭ габионного типа

В Европе применяются габионные конструкции с габаритами панелей 1000х1000хх2000 в качестве акустических экранов. Для подобного рода конструкции с такими габаритами вертикальные опорные стойки и фундамент для АЭ не требуются.

В Германии, например, используется габион, состоящий из 3 слоёв природных материалов (рисунок 8) следующей толщины: пемза (20 см), песок (20 см) и щебень (60 см) [11].

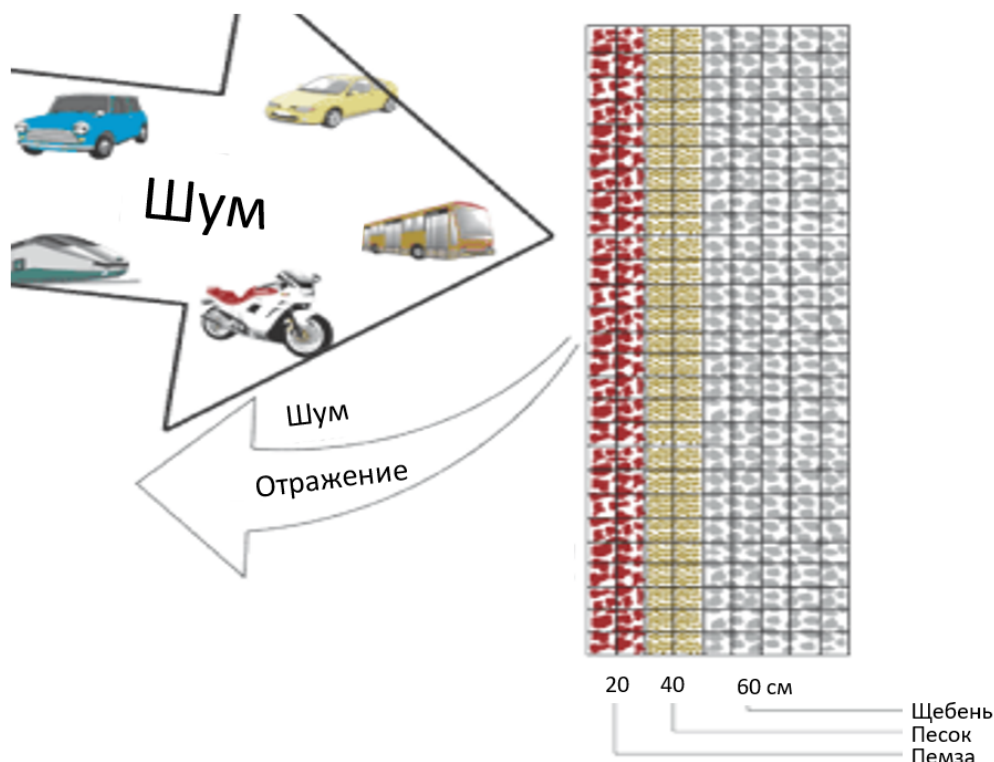


Рисунок 8 – АЭ габионного типа

Для таких конструкций АЭ авторами предлагается замена высокопористой пемзы (как звукопоглотителя) на резиновые грануляты с фр. >100 мм (так называемые резиновые «чипсы»), изготовленные из изношенных шин. Выбор «чипсов» существенно большей фракции, нежели резиновая крошка (0,5; 1-3; 2-4 мм), связан с возможными размерами

ячеек сетки панели экрана, предназначенной для предотвращения высыпания гранулята через неё.

Исходя из физико-химических свойств продуктов переработки изношенных шин, можно предположить, что помимо достаточно высокой звукоизолирующей способности панелей из них, звукопоглощение такого материала значительно больше, чем у отражающей панели базового металлического экрана.

По мнению авторов, по своим акустическим особенностям панели из РТИ чем-то напоминают панели экранов из импрегнированной древесины с достаточной звукоизоляцией и повышенным звукопоглощением по сравнению с металлическим листом [12].

Заключение

Таким образом, можно утверждать, что звукоизолирующая способность испытанных образцов из резинотехнических изделий сопоставима с таким же показателем образца панели базового металлического акустического экрана. Следовательно, использование резинотехнических изделий из изношенных шин для панелей АЭ можно рекомендовать к внедрению с предварительной детальной конструкторской проработкой опытного образца акустического экрана с панелями подобного типа.

Также авторы полагают, что разработка и внедрение АЭ с применением панелей из РТИ обеспечит, помимо достаточной акустической эффективности, ещё и значительные эколого – экономические преимущества, а именно:

- ориентировочный расчёт стоимости 1 м² предлагаемой панели из РТИ показал, что она почти в 2 раза меньше, чем стоимость 1 м² металлической панели стандартного базового АЭ (1837 и 3525 руб. в ценах 2024 г.);

- реализация возможных конструкций АЭ с применением панелей из РТИ увеличивает объём переработки изношенных шин (в качестве примера, для установки 15 км подобного АЭ высотой 6 м потребуется дополнительно переработать 15 000 т или почти 2 миллиона штук изношенных шин);

- а также при реализации конструкций именно таких экранов снижается использование невозобновляемых ресурсов в виде железной руды, окатышей, кокса и, как следствие, стали (аналогичный предыдущему расчёт показывает, что при установке тех же 15 км экрана высотой 6 м с применением панелей из РТИ вместо стандартного экрана с металлическими панелями экономится почти 1 500 т оцинкованной стали);

- не менее важно прогнозируемое увеличение долговечности панелей из РТИ, ведь если базовый металлический экран из оцинкованной стали с лакокрасочным покрытием имеет срок службы 10 – 15 лет, то панели из резинотехнических изделий должны будут меняться через существенно больший промежуток времени.

Список использованных источников

1. Российское сообщество торговли и производства: офиц. сайт. – URL: <https://rosstip.ru/news/7311-ekologichnyj-put-kak-pererabotka-shin-pomogaet-v-borbe-s-zagryazneniem-okruzhayushchej-sredy> (дата обращения 01.08.2025 г.).

2. АВТОСТАТ аналитическое агентство: офиц. сайт. – URL: <https://www.autostat.ru/infographics/43122/> (дата обращения 12.02.2022 г.).

3. Опыт организации системы обращения с изношенными шинами в Российской Федерации на принципах РОП / Ю. В. Трофименко, Ж. В. Перлина, Е. Р. Кренц,

О. А. Гальченко // Проектирование автомобильных дорог : Сборник докладов 80-й Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 24–28 января 2022 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью «А-проджект», 2022. – С. 220-231. – EDN GOVBRY.

4. Элькин, Ю. И. Возможные применение резиновой крошки в качестве шумопоглощающего материала для шумозащитных сооружений / Ю. И. Элькин, Р. А. Виноградов // Научный вестник автомобильного транспорта. – 2023. – № 4. – С. 47-51. – EDN CFOVTJ.

5. Манкеев, Р. Р. Расчет акустической эффективности автотранспортных шумозащитных экранов с учетом отражения звука от них и от дорожного покрытия / Р. Р. Манкеев, В. В. Тупов // Акустика среды обитания 2022 : Материалы VII Всероссийской конференции, Москва, 26–27 мая 2022 года. Том 1. – М. : Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2022. – С. 121-131.

6. СТО АВТОДОР 2.9 – 2023 «Рекомендации по проектированию, строительству и эксплуатации акустических экранов на автомобильных дорогах Государственной Компании «Автодор» М., 2023 – 97 с.

7. ГОСТ 27296 – 2012 «Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций» М., 2012 – 20 с.

8. СП 276.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.» М., 2016. – 146 с.

9. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» / Росавтодор. – М., 2011. – 164 с.

10. Нанотехнологический центр композитов: офиц. сайт. – URL: <https://www.nccrussia.com/ru/products/construction/opisanie-plit.html> (дата обращения 01.12.2023 г.).

11. Wire Mesh Basket 'Silent Plus' Description & Guidelines: сайт. – URL: schlosser-gabionen.de (date of request 05.05.2023).

12. Шашурин, А. Е. Научное обоснование и применение новых технических и технологических решений для снижения акустического загрязнения основными типами шумозащитных экранов: специальность 01.04.06 «Акустика»: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Шашурин Александр Евгеньевич, 2018. – 420 с. – EDN ZHXBKH.

References

1. Russian Trade and Production Community: official website. - URL: <https://rosstip.ru/news/7311-ekologichnyj-put-kak-pererabotka-shin-pomogaet-v-borbe-s-zagryazneniem-okruzhayushchej-sredy> (date of request 01.08.2025 г.).

2. AUTOSTAT analytical agency: official website. – URL: <https://www.autostat.ru/infographics/43122/> (date of request 12.02.2022 г.).

3. Experience in organizing a system for handling worn-out tires in the Russian Federation based on the principles of Extended Producer Responsibility / Yu. V. Trofimenko, Zh. V. Perlina, E. R. Krents, and O. A. Galchenko // Road Design: Proceedings of the 80th International Scientific and Research Conference of the Moscow State Academy of Road and Traffic Engineering, Moscow, January 24–28, 2022. – Moscow: A-Project LLC, 2022. – Pp. 220-231. – EDN GOVBRY.

4. Elkin, Yu. I. Possible applications of rubber chips as a noise-absorbing material for

noise-proof structures / Yu. I. Elkin, R. A. Vinogradov // Scientific Bulletin of automobile transport. – 2023. – No. 4. – pp. 47-51. – EDN CFOVTJ.

5. Mankeev, R. R. Calculation of the acoustic efficiency of motor vehicle noise shields, taking into account the reflection of sound from them and from the road surface / R. R. Mankeev, V. V. Tupov // Acoustics of the habitat 2022: Proceedings of the VII All-Russian Conference, Moscow, May 26-27, 2022. Volume 1. Moscow: Bauman Moscow State Technical University (National Research University), 2022, pp. 121-131.

6. STO AVTODOR 2.9 – 2023 "Recommendations for the Design, Construction, and Operation of Acoustic Screens on the Roads of the State Company Avtodor" M., 2023. – 97 p.

7. GOST 27296 – 2012 "Buildings and structures. Methods for measuring sound insulation of building envelopes" M., 2012. – 20 p.

8. SP 276.1325800.2016 "Buildings and territories. Rules for the design of noise protection against traffic flows." M., 2016. – 146 p.

9. ODM 218.2.013-2011 "Methodological recommendations for protection from traffic noise of territories adjacent to highways" / Rosavtodor. – M., 2011. – 164 p.

10. Nanotechnology Center for Composites: official website. – URL: <https://www.nccrussia.com/ru/products/construction/opisanie-plit.html> (date of request 01.12.2023 r.).

11. Wire Mesh Basket 'Silent Plus' Description & Guidelines: website. – URL: schlosser-gabionen.de (date of request 05.05.2023).

12. Shashurin, A. E. Scientific substantiation and application of new technical and technological solutions to reduce acoustic pollution by the main types of noise screens: specialty 04/01/06 "Acoustics": dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences / Shashurin Alexander Evgenievich, 2018. – 420 p. – EDN ZHXBKH.

УДК: 534.6
OECD: 01.03.AA

Расчет распространения внешнего шума промышленного предприятия

Буторина М.В.^{1*}, Васильев А.П.², Васильева А.В.³

¹Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»,

²Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

³К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»,

^{1,2,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

На стадии проектирования промышленных предприятий необходимо использовать методы, которые наиболее точно позволяют оценить распространение шума в окружающей среде. Действующий в РФ ГОСТ 31295.2 предназначен только для точечных источников, в то время как промышленное предприятие может быть представлено как плоский источник согласно СП 51.13330 и ГОСТ 31297. В работе представлены результаты измерений шума от промышленного предприятия, которые подтверждают теорию трансформации звуковых полей при переходе с увеличением расстояния от плоской волны в цилиндрическую и далее с сферическую. Полученные результаты свидетельствуют, что за размер плоского источника шума следует принимать только ту часть площади предприятия, на которой расположены основные значимые источники шума, при этом размер линейного источника (при переходе из плоского типа волны в цилиндрический) соответствует периметру данного плоского источника. Разработаны расчетные формулы для оценки распространения шума промышленного предприятия, базирующиеся на статистической геометрической теории акустики. Отклонение результатов расчетов от результатов измерений лежит в пределах неопределенности инженерных расчетов.

Ключевые слова: промышленный шум, плоский источник шума, линейный источник шума, звуковая волна, затухание шума

Prediction of external noise propagation from an industrial plant

Butorina M.V.^{1*}, Vasilev A.P.² Vasileva A.V.³

¹D.Sc., Associate Professor, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety,

²Senior lecturer of the Department of Engineering environmental protection,

¹Ph.D., Associate Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety,

^{1,2,3}Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

At the design stage of industrial enterprises, it is necessary to use methods that most accurately assess the propagation of noise in the environment. GOST 31295.2, which is in force in the Russian Federation, is intended only for point sources, while an industrial enterprise can be represented as a flat source in accordance with SP 51.13330 and GOST 31297. The paper presents the results of noise measurements from an industrial enterprise, which confirm the theory of sound field transformation when moving from a flat wave to a cylindrical

*E-mail: butorina_mv@voenmeh.ru (Буторина М.В.)

wave and then to a spherical wave with increasing distance. The results obtained indicate that the size of a flat noise source should be taken to be only that part of the enterprise area where the main significant noise sources are located, while the size of a linear source (when transitioning from a flat wave type to a cylindrical one) corresponds to the perimeter of this flat source. Calculation formulas have been developed to estimate the propagation of noise from an industrial enterprise, based on the statistical geometric theory of acoustics. The deviation of the calculation results from the measurement results is within the uncertainty of engineering calculations.

Keywords: industrial noise, flat noise source, linear noise source, sound wave, noise attenuation

Введение

Промышленные предприятия зачастую создают повышенные уровни шума в прилегающей к ним жилой застройке [1]. Результаты разработки карты шума г. Санкт-Петербурга показывают, что промышленный шум превалирует на 19% городских территорий [2], что влечет за собой жалобы со стороны населения, штрафы для предприятий вплоть до приостановки деятельности до устранения негативного воздействия. Избежать такой ситуации можно уже на стадии проектирования промышленного предприятия и при разработке проекта его санитарно-защитной зоны в ходе проведения акустических расчетов [3].

Существующий применяемый в РФ метод расчета затухания звука при распространении на местности, изложенный в ГОСТ 31295.2 [4], позволяет проводить расчеты для точечного или группы точечных источников, т.е. любой плоский либо линейный источник шума должен быть аппроксимирован как группа точечных источников для обеспечения возможности применения этого метода. Программное обеспечение, реализующее данную расчетную методику, позволяет осуществлять ввод линейных и плоских источников шума, однако, реализация данного подхода ведет к возникновению ошибок при расчете распространения шума, особенно для плоского источника.

Исходя из вышеизложенного возникает задача разработки новых методов расчета распространения шума, обладающих большей точностью и простотой применения, т.к. существующие методы расчета распространения шума промышленных предприятий с множественными источниками шума, предъявляют повышенные требования к компетентности специалиста, а также требуют построения сложной и детализированной цифровой модели объекта при выполнении расчетов в специализированном программном обеспечении [5]-[7], и практически исключают возможность применения «ручных» расчетов даже для получения приблизительного результата и ориентировочной оценки.

С учетом вышесказанного была выдвинута гипотеза, что промышленное предприятие можно рассмотреть как единый линейный или плоский источник, что соответствует подходу, принятому с СП 51.13330 [8], когда шумовая характеристика предприятия определяется как эквивалентный скорректированный по А уровень звука, дБ, на границе территории предприятия с максимальным линейным размером в плане более 300 м, а также ГОСТ 31297 [9], который регламентирует метод определения уровней звуковой мощности промышленных предприятий с множественными источниками шума.

1 Натурные измерения распространения шума промышленного предприятия

Для проверки предложенной гипотезы был проведен эксперимент на производственном объекте, который имеет на своей территории свыше 100 точечных

источников шума. Эксперимент включал в себя три основных этапа:

1. Проведение инвентаризации источников шума на территории промышленного предприятия;
2. Измерение шумовых характеристик и определение линейных размеров источников шума;
3. Измерение уровней шума в точках измерений, расположенных на удалении от предприятия.

Сетка точек измерений выстраивалась с шагом в 100 метров, что позволило получить закономерности снижения шума при увеличении расстояния.

Измерения производились с помощью поверенной измерительной системы 1 класса точности на базе шумомера-виброметра, анализатора спектра «ЭКОФИЗИКА-110А» с предусилителем Р200 и микрофоном ВМК-205. До и после проведения измерений была выполнена проверка калибровки измерительного тракта с применением акустического калибратора АК-1000.

В каждой точке выполнялась серия, состоящая не менее чем из 3 измерений, продолжительность каждого измерения не менее 5 минут. Измеряемые параметры – уровни звукового давления (УЗД, дБ) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в диапазоне от 31,5 до 8000 Гц, а также уровни звука (УЗ, дБА). Ввиду того, что предприятие работает непрерывно, и оценить вклад фоновых источников шума не представлялось возможным, можно констатировать, что измерялся суммарный шум, однако периоды проведения измерений выбирались в период наименьшей интенсивности фоновых источников шума, а все помехи, преимущественно от движения автотранспортных средств по прилегающим к предприятию дорогам [10], устранялись как на этапе проведения измерений, так и на этапе постобработки. Величина расширенной неопределенности измерений по уровню звука во всех точках по каждой серии не превысила 1,5 дБА.

Результаты измерений приведены на рисунках 1 и 2.

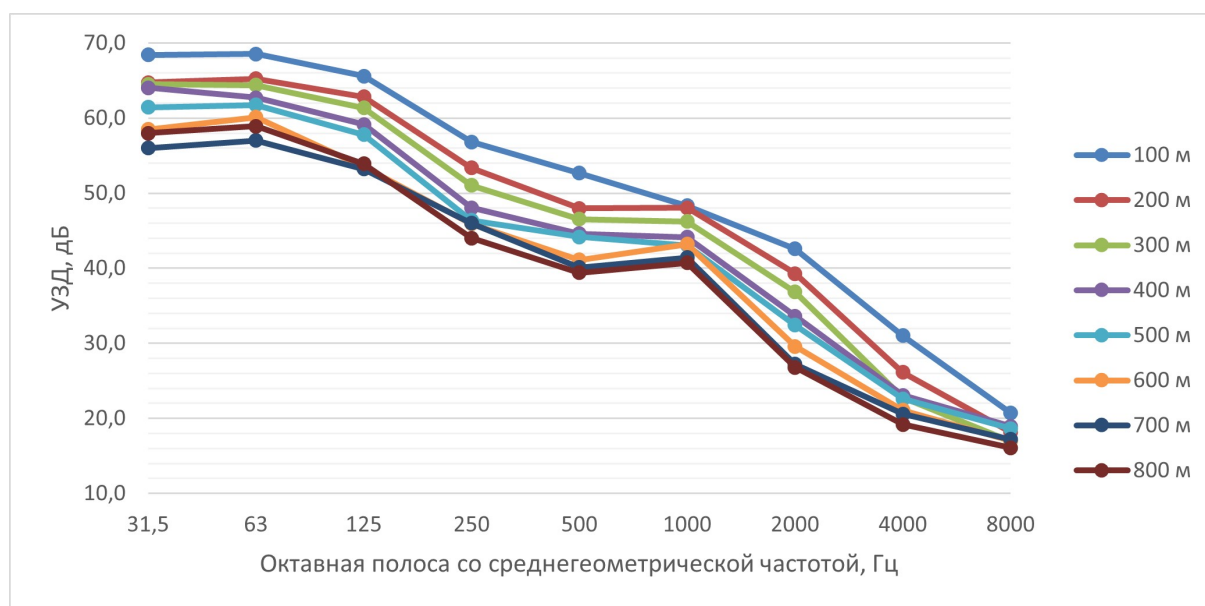


Рисунок 1 – Спектральное распределение УЗД на различных расстояниях от предприятия

Анализируя результаты измерений уровней звукового давления, можно заявить, что измерения проведены достаточно корректно и влияние помех на результаты измерений

минимально, т.к. на графиках отсутствуют явные выбросы и отклонения от тренда.

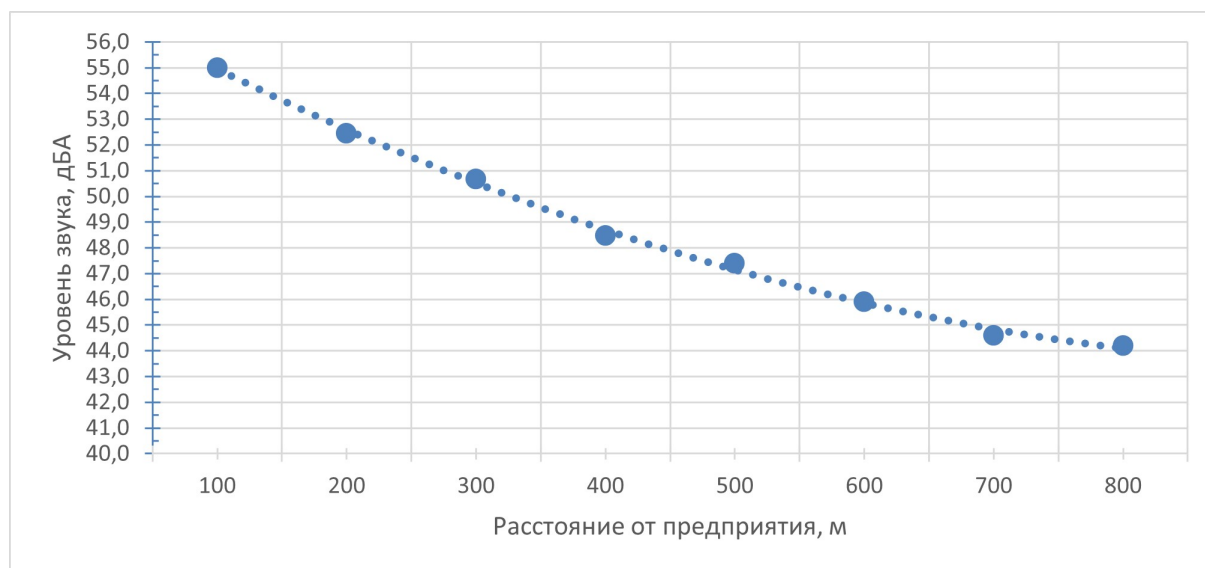


Рисунок 2 – Средние уровни звука на различных расстояниях от предприятия

Следует также отметить, что результаты измерений исключают частотно зависимый вклад, т.е. определялось именно снижение шума в свободном звуковом поле, в большей степени зависящее от дивергенции звука. Характер снижения шума с увеличением расстояния соответствует логарифмическому закону.

Согласно теории трансформации звуковых полей, плоская волна с увеличением расстояния переходит в цилиндрическую и далее с сферическую, при этом границы перехода размыты, здесь возникают переходные типы квази-волн, что может быть описано закономерностями, представленными в таблице 1 согласно [11].

Таблица 1 – Характер звуковой волны и расчетные формулы

Характер звуковой волны	Условия	Формула для расчета
Плоская	$R \leq 0,4\sqrt{S}$	$I_{PT} = \frac{W_{уст}}{\pi l h} \arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}}$
Квазиплоская	$0,4\sqrt{S} \leq R \leq \frac{l}{\pi}$	
Цилиндрическая	$R \leq \frac{l}{\pi}$	$I_{PT} = \frac{W_{уст}}{2\pi l R} \arctg \frac{l}{2R}$
Квазичилиндрическая	$\frac{l}{\pi} \leq R \leq 2l$	
Сферическая	$R \geq 2l$	$I_{PT} = \frac{W_{уст}}{\Omega R^2}$
R – расстояние от источника шума до расчетной точки, м; h, l – высота и длина излучателя (здания), м; S – площадь излучателя, м ² ; $W_{уст}$ – мощность источника звука, Вт; Ω – угол, в который производится излучение		

Анализ результатов, представленных на рисунках 1 и 2 позволяет оценить величину затухания звука при увеличении расстояния от производственного предприятия до точки наблюдения. Так при сравнении результатов измерений в точках на 100 и на 200 метрах, мы видим величину затухания порядка 2,5 дБА, при распространении с 200 до 400 метров 4,0 дБА, с 300 до 600 метров 4,7 дБА, и с 400 до 800 м 4,2 дБА. Следует отметить, что эти закономерности соответствуют типам волн, описанных формулами, представленными в таблице 1.

Анализ результатов измерений позволил также определить размеры плоского источника шума. Результаты измерений показывают, что граница перехода от квазиплоской волны к квазицилиндрической лежит примерно на расстоянии 225 метров от производственного предприятия, что соответствует размеру источника шума порядка 700 м. Полученная закономерность позволяет предположить, что за размер плоского источника шума следует принимать ту часть площади предприятия, на которой расположены основные значимые источники шума, при этом размер линейного источника (при переходе из плоского типа волны в цилиндрический) соответствует периметру данного плоского источника площадью порядка 25900 кв.м. (рисунок 3).

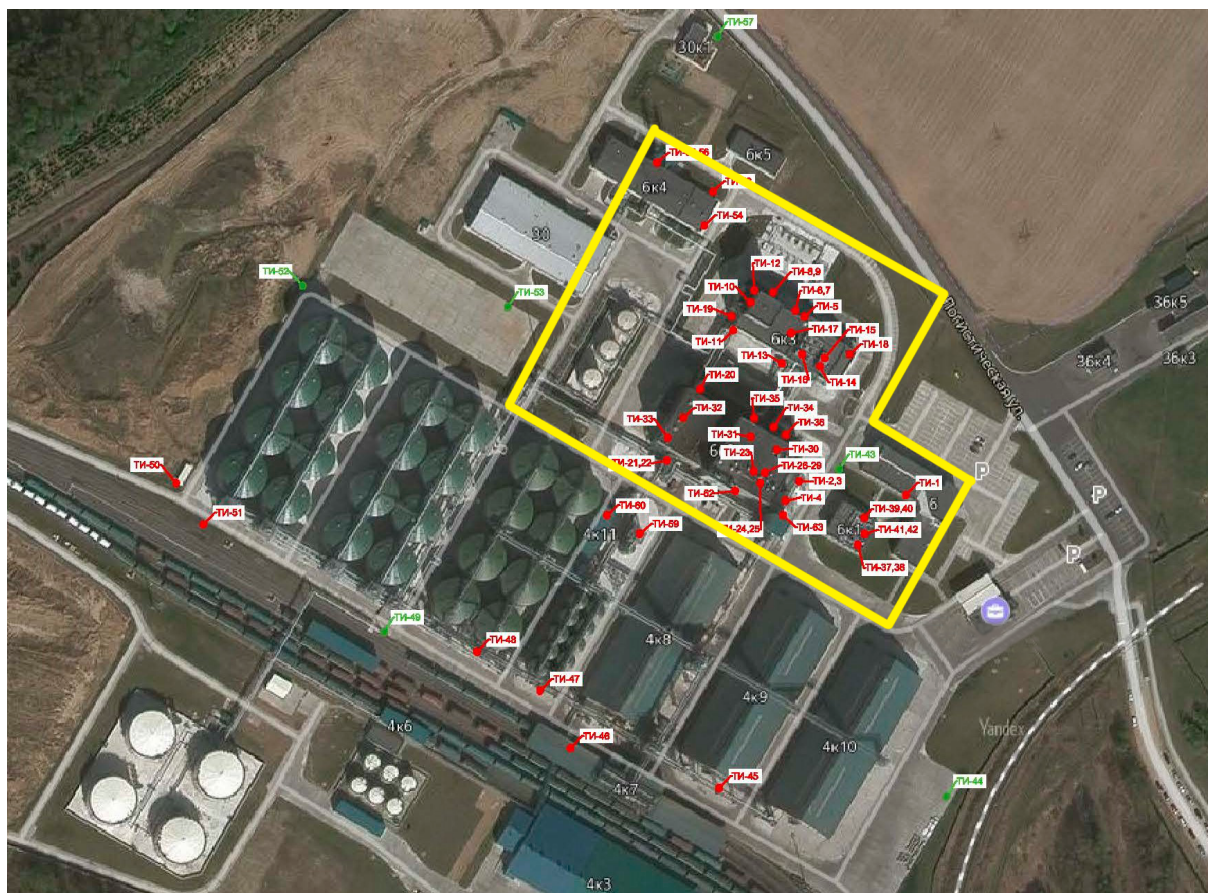


Рисунок 3 – Определение размера плоского и линейного источника шума

С учетом вышеуказанного, рекомендацию СП 51.13330.2011 по определению шумовой характеристики предприятия на его границе следует уточнить с учетом расположения основных значимых источников шума.

2 Разработка расчетного метода оценки распространения шума промышленного предприятия

В основу математических моделей для расчетных формул положена теория оценки снижения шума, базирующаяся на статистической геометрической теории акустики, разработанной Н.И. Ивановым [12], подробно описанная М.В. Буториной в [11].

Согласно данной теории в соответствии с принципом Гюйгенса здания различных форм рассматриваются как вторичные излучатели шума. Вторичные излучатели преобразуют звуковое поле источника шума на пути его распространения до расчетной точки. В ходе преобразования учитываются основные геометрические размеры источников шума, а также звукопоглощающие свойства кровель и фасадов зданий.

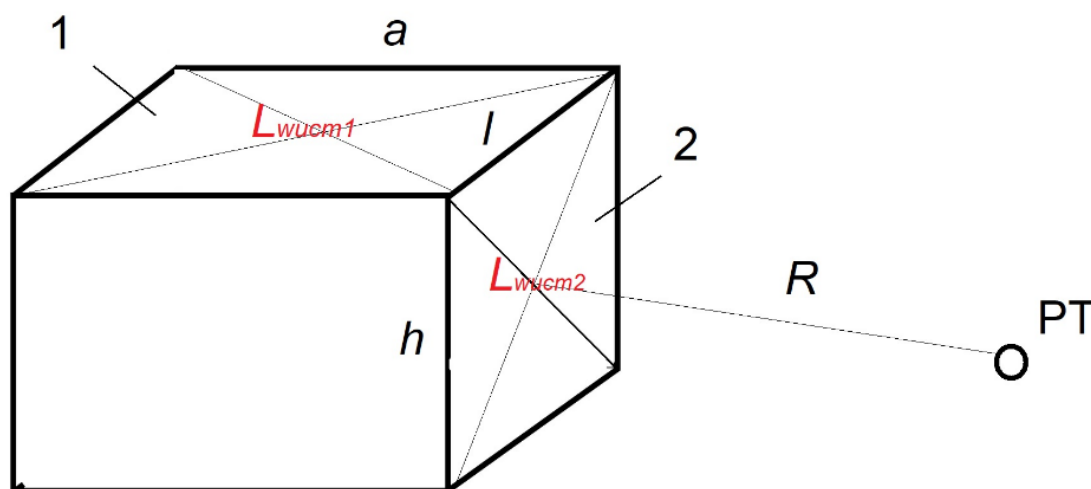
Звуковое поле в точке на территории застройки формируется вкладами вторичных источников шума. Изначально группа точечных источников на территории предприятия аппроксимируется плоским источником шума. Распространение шума на прилегающей территории происходит от вторичного плоского излучателя звука, который по мере увеличения расстояния переходит в линейный, а затем в точечный источник.

Разрабатываемый расчетный метод позволяет оценить снижение шума за счет дивергенции при распространении звука в свободном поле.

В разработанной теории учитывается, что звук изначально равномерно распределяется по площади плоского источника шума, расположенного параллельно поверхности земли (кровли зданий). Однако при оценке дивергенции учитывается вторичный источник шума, расположенный на фасадах зданий, перпендикулярных поверхности земли, обращенных в сторону расчетной точки. Таким образом, происходит трансформация первичного источника во вторичный за счет дифракции звука через кромку зданий.

При этом звук от источника шума сразу попадает к боковому свободному ребру препятствия, и распространяется за него с учетом метода огибания, учитывающего линейное распространение звуковой волны, зависящее от линейных параметров препятствия. Коэффициент дифракции принимается для этого свободного ребра.

Граничные условия расчета определяются видом звуковой волны, описываемой формулами из таблицы 1. Расчетная схема для оценки распространения шума представлена на рисунке 4.



1 – первичный плоский источник шума (кровля), 2 – вторичный плоский источник шума (фасад), РТ – расчетная точка

Рисунок 4 – Схема для расчета распространения шума

Кровля здания, аппроксимируется как первичный плоский источник шума, сформированный совокупностью точечных источников, звуковая энергия которых при распространении в расчетную точку частично экранируется зданием. С учетом принципа Гюйгенса, вторичным излучателем выступает верхнее ребро здания, которое представляет собой вторичный линейный излучатель конечной длины, равной длине здания l (м), с шириной, которую примем условно равной 1 м. С учетом поглощающей способности

кровли здания акустическая мощность излучателя определится как:

$$W_1 = I_1 \times (1 - \alpha_{кр}) \times l \times 1, \text{Вт}, \quad (1)$$

где I_1 – интенсивность звука на кровле здания, Вт/м²;

$\alpha_{кр}$ – коэффициент звукопоглощения кровли здания;

l – длина ребра здания, м.

Интенсивность звука $I_1 = I_2$ равномерно распределяется по фасаду здания. Акустическая мощность вторичного плоского излучателя, расположенного со стороны расчетной точки, с длиной l и высотой h составит:

$$W_2 = I_1 \times l \times h \times \beta_{диф}, \text{Вт}, \quad (2)$$

где диф $\beta_{диф}$ – коэффициент дифракции ($1/\pi$).

Интенсивность звука в расчетной точке, расположенной на расстоянии R от здания, которое не превышает $R \leq 0,4\sqrt{S}$, определится исходя из формулы, разработанной для плоского источника [13], как:

$$I_{PT} = \frac{W_2}{2\pi lh} \arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}}, \text{Вт/м}^2 \quad (3)$$

Подставив (1), (2) в (3) и сделав необходимые сокращения и преобразования, получим:

$$I_{PT} = \frac{W_1 \beta_{диф}}{2\pi l(1 - \alpha_{кр})} \arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}}, \text{Вт/м}^2 \quad (4)$$

Разделим обе части на стандартный звуковой порог и прологарифмируем полученное выражение, в результате чего получим окончательный уровень звукового давления для расчетной точки:

$$L_{PT} = L_{W1} - 10lg(1 - \alpha_{кр}) + 10lg\beta_{диф} - 10lg l + \\ + 10lg \left(\arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}} \right) - 10lg 2\pi, \text{дБ} \quad (5)$$

При увеличении расстояния от здания до расчетной точки звук в расчетную точку будет излучаться линейным источником, с акустической мощностью:

$$W_2 = I_2 \times l \times 1 \times \beta_{диф}, \text{Вт} \quad (6)$$

Интенсивность звука в расчетной точке, расположенной на расстоянии R от здания, которое не превышает $R \leq l/\pi$, определится по формуле:

$$I_{PT} = \frac{W_2}{2\pi l R} \arctg \frac{l}{2R}, \text{Вт/м}^2 \quad (7)$$

Проведем необходимые преобразования, в результате чего получим окончательный уровень звукового давления для расчетной точки в случае ее удаления от здания на расстояние $R \leq l/\pi$:

$$L_{PT} = L_{W1} + 10lg\beta_{диф} - 10lg(1 - \alpha_{кр}) - 10lg l - 10lg R + 10lg \arctg \frac{l}{2R} - 10lg 2\pi, \text{дБ} \quad (8)$$

При дальнейшем увеличении расстояния источник шума примет точечный вид, а его акустическая мощность определится как:

$$W_2 = I_2 \times 1 \times 1 \times \beta_{\text{диф}}, \text{ Вт} \quad (9)$$

тогда интенсивность звука в расчетной точке, расположенной на расстоянии R от здания, которое превышает $R > 2l$, определится по формуле:

$$I_{\text{РТ}} = \frac{W_2}{2\pi R^2}, \text{ Вт/м}^2 \quad (10)$$

Проведем необходимые преобразования, в результате чего получим окончательный уровень звукового давления для расчетной точки в случае ее удаления от здания на расстояние $R2l$:

$$L_{\text{РТ}} = L_{W1} + 10\lg\beta_{\text{диф}} - 10\lg(1 - \alpha_{\text{кр}}) - 20\lg R - 10\lg 2\pi, \text{ дБ} \quad (11)$$

Сравнение результатов расчета по представленным формулам с результатами имеющихся измерений для рассмотренного выше предприятия приведено в таблице 2. Границы перехода волны для рассматриваемого источника составляют: 65 м для границы плоской волны, 220 м для границы цилиндрической и 1400 м – для границы сферической волны.

Таблица 2 – Сравнение результатов расчетов и измерений

Расстояние, м	Уровень звука, дБА, по результатам измерений	Уровень звука, дБА, по расчетным формулам
100	55,0	57,9
200	52,0	54,0
300	51,0	51,4
400	48,0	49,4
500	47,0	47,7
600	46,0	46,3
700	44,5	45,0
800	44,0	43,9

Как показывает сравнение результатов расчетов и измерений, получена высокая сходимость результатов в зоне цилиндрической волны (отклонение не более 1 дБА), в зоне квазиплоской волны отклонение достигает 3 дБА. Получить достоверные результаты измерений для плоской волны в реальных условиях не представляется возможным, т.к. на значительных расстояниях от предприятия основной вклад будут оказывать фоновые уровни шума.

Заключение

В ходе исследования были выполнены экспериментальные исследования распространения шума от предприятия с множественными источниками шума.

Экспериментально подтверждена гипотеза, что такой тип предприятий можно аппроксимировать как плоский источник шума и считать распространение шума от него по методу, отличному от предложенного в ГОСТ 31295.2, предназначенного для точечных источников.

Экспериментально установлено, что закономерности снижения шума на пути распространения от предприятия соответствуют теории перехода типа волн от плоской к сферической.

Определен размер линейного источника при переходе от квазиплоской к цилиндрической волне. Установлено, что линейным размером источника выступает периметр плоского источника, содержащего все значимые точечные источники шума предприятия.

Разработан расчетный метод, основанный на методе преобразования звуковых полей, позволяющий оценить снижение шума за счет дивергенции на пути его распространения от предприятия с множественными источниками шума.

Сравнение результатов расчетов по предложенной формуле с экспериментальными данными показывает удовлетворительную сходимость, не превышающую точность инженерных расчетов по ГОСТ 31295.2 (± 3 дБА).

Список использованных источников

1. Тупов В.Б. Снижение шума от объектов большой и малой энергетики // Защита от повышенного шума и вибрации : Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 18–20 марта 2015 года под редакцией Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург: Общество с ограниченной ответственностью "Айсинг", 2015. – С. 55-64.
2. Буторина М.В. Картирование шума транспорта на территории городской застройки - Санкт-Петербург : БГТУ, 2020. - 224 с. - ISBN 978-5-907324-15-2.
3. Бобылев В.Н., Гребнев П.А., Монич Д.В., Щеголев Д.Л. Снижение уровней шума на территории жилой застройки при работе промышленной установки // Вестник Приволжского территориального отделения Российской академии архитектуры и строительных наук : Сборник научных трудов. Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. Том Выпуск 23. – Нижний Новгород : Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет, 2020. – С. 145-148.
4. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчёта - М.: Стандартинформ, 2006. - 23 с.
5. Тупов В.Б. Снижение шума от оборудования на территории энергетических объектов и в окружающем районе // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник трудов конференции IX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 26–28 апреля 2023 года. – Санкт-Петербург: Институт акустических конструкций, 2023. – С. 211-219.
6. Шабарова А.В., Буторина М.В., Куклин Д.А. Сравнение методов расчета распространения шума железнодорожного транспорта в различных типах застройки // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 3(30). – С. 16-33.
7. Шабарова А.В., Буторина М.В., Куклин Д.А. Влияние степени детализации модели офисного помещения на результаты компьютерного моделирования распространения шума // Noise Theory and Practice. – 2021. – Т. 7, № 1(23). – С. 27-37.
8. Свод правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума» Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 // Техэксперт : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (дата обращения 29.07.2025).

9. ГОСТ 31297-2005 (ИСО 8297:1994) Шум. Технический метод определения уровней звуковой мощности промышленных предприятий с множественными источниками шума для оценки уровней звукового давления в окружающей среде - М.: Стандартиформ, 2006. - 18 с.
10. Пономарев А.Л., Уланова Т.С., Молок О.А., Одегов А.А. Метод измерения шума и оценка вклада крупного промышленного предприятия в шумовую обстановку селитебной территории // // Здоровье населения и среда обитания - ЗНиСО. – 2022. – Т. 30, № 12. – С. 59-65. – DOI 10.35627/2219-5238/2022-30-12-59-65.
11. Буторина М.В. Разработка научных и методических основ картирования шума транспорта на территории городской застройки: дис. ... д-ра техн. наук: 01.04.06 / Буторина Марина Вадимовна. - СПб, 2020. - 429 с.
12. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник для вузов - Изд. 4-е, перераб. и доп. - М. : Логос, 2015. - 431 с. - ISBN 978-5-98704-659-3.
13. Maekawa Z., Rin-del H., Lord P. Environmental and Architectural Acoustics // Spon Press. - Second edition. – 2011. – 371 p.

References

1. Tupov V.B. Noise reduction from large and small power facilities // Protection from increased noise and vibration : Collection of reports of the V All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation, St. Petersburg, March 18-20, 2015 edited by N.I. Ivanov. – St. Petersburg: Limited Liability Company "Aising", 2015. – P. 55-64.
2. Butorina M.V. Mapping of transport noise in urban areas - St. Petersburg : BSTU, 2020. - 224 p. - ISBN 978-5-907324-15-2.
3. Bobylev V.N., Grebnev P.A., Monich D.V., Shchegolev D.L. Noise reduction in residential buildings during operation of an industrial installation // Bulletin of the Volga Territorial Branch of the Russian Academy of Architecture and Building Sciences : Collection of scientific papers. Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering. Volume Issue 23. Nizhny Novgorod : Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering, 2020. – P. 145-148.
4. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation - М.: Standartinform, 2006. – 23 p.
5. Tupov V.B. Noise reduction from equipment on the territory of energy facilities and in the surrounding area // Protection from increased noise and vibration : proceedings of the IX All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation, St. Petersburg, April 26-28, 2023. – St. Petersburg: Institute of Acoustic Structures, 2023. – P. 211-219.
6. Shabarova A.V., Butorina M.V., Kuklin D.A. Comparison of methods for calculating the propagation of railway transport noise in various types of building // Noise Theory and Practice. – 2022. - D. N.. 8, № 3(30). - P. 16-33.
7. Shabarova A.V., Butorina M.V., Kuklin D.A. Influence of the degree of detail of the office premises model on the results of computer modeling of noise propagation // Noise Theory and Practice. – 2021. - D. N.. 7, № 1(23). - P. 27-37.
8. Code of rules SP 51.13330.2011 'Noise protection' Updated version of SNiP 23-03-2003 // Techexpert : [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (date of reference 29.07.2025).

9. GOST 31297-2005 (ISO 8297:1994) Noise. Engineering method of determination of sound power levels of multisource industrial plants for evaluation of sound pressure levels in the environment - М.: Standartinform, 2006. – 18 p.

10. Ponomarev A.L., Ulanova T.S., Molok O.A., Odegov A.A. A method for measuring noise and assessing the contribution of a large industrial enterprise to the noise environment of a residential area // Population health and habitat - ZNiSO. – 2022. – Vol. 30, No. 12. – P. 59-65. – DOI 10.35627/2219-5238/2022-30-12-59-65.

11. Butorina M.V. Development of scientific and methodological foundations for mapping transport noise in urban areas: the dissertation of the Doctor of Technical Sciences: 01.04.06 / Butorina Marina Vadimovna. - St. Petersburg, 2020. - 429 p.

12. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise abatement: textbook for Universities - 4th Ed., revised. and add. - М. : Logos, 2015. - 431 p. - ISBN 978-5-98704-659-3.

13. Maekawa Z., Rin-del H., Lord P. Environmental and Architectural Acoustics // Spon Press. - Second edition. – 2011. – 371 p.

УДК: 534.1
OECD: 01.03.AA

Локализованные моды в системе из акустических резонаторных пар с топологическими дефектами

Быков Н.В.^{1*}, Власова Н.С.², Минина О.В.³

¹Д.т.н., доцент, заведующий кафедрой,

²К.т.н., доцент, ³К.ф.-м.н., доцент

^{1,2,3}Кафедра «Физика», Российский университет транспорта (РУТ-МИИТ),
г. Москва, РФ

Аннотация

В работе рассматривается одномерная модель акустической цепочки, описываемой аналогом SSH-модели, состоящей из связанных резонаторов с чередующимися коэффициентами связи. Проведено численное моделирование колебаний в конечной и кольцевой конфигурациях цепочки. Особое внимание уделено изучению локализованных мод, возникающих при наличии краевых состояний, точечных и двойных дефектов. Анализ собственных значений и векторов матрицы системы позволил выделить моды, лежащие в запрещённой зоне и характеризующиеся пространственной локализацией. Также рассмотрено влияние параметров связи на ширину запрещённой зоны и локализационные свойства мод. Показано, что предложенные структуры могут служить акустическим аналогом топологических изоляторов, а дефекты в структуре позволяют управлять частотной селективностью и пространственным распределением мод. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании акустических фильтров и сенсорных систем.

Ключевые слова: топологическая акустика, локализованные моды, акустические дефекты, резонаторные цепочки, запрещённая зона, топологические изоляторы

Localized Modes in a System of Acoustic Resonator Pairs with Topological Defects

Bykov N.V.^{1*}, Vlasova N.S.², Minina O.V.³

¹DSc, associate professor, head of department,

^{2,3}Ph.D., associate professor

^{1,2,3}Department of physics, Russian University of Transport, RUT-MIIT, Moscow, Russia

Abstract

A one-dimensional model of an acoustic resonator chain is considered, representing an acoustic analogue of the Su–Schrieffer–Heeger (SSH) model, where resonators are coupled with alternating coupling strengths. Numerical simulations of oscillations are performed for both finite and ring-shaped configurations of the chain. Special attention is paid to the study of localized modes that arise due to edge states, point defects, and paired (double) topological defects. Analysis of the eigenvalues and eigenvectors of the system matrix reveals modes lying within the bandgap and exhibiting spatial localization. The influence of coupling parameters on the bandgap width and localization properties is investigated. It is shown that the proposed structure can serve as an acoustic analogue of a topological insulator, while the introduction of structural defects allows control over

*E-mail: nik.bkv@gmail.com (Быков Н.В.)

frequency selectivity and spatial distribution of the modes. The results may find applications in the design of acoustic filters and sensing systems.

Keywords: *topological acoustics, localized modes, acoustic defects, resonator chains, bandgap, topological insulators*

Введение

В последние десятилетия активное развитие получили исследования в области топологических фаз вещества и связанных с ними краевых состояний [1]-[2]. Изначально обнаруженные в твёрдотельных системах, топологические эффекты были успешно реализованы в других областях – оптике [3]-[6], электронике [7]-[8] механике и акустике [9]-[11]. Особый интерес представляют топологические изоляторы – системы, обладающие изолирующим объемом, но допускающие передачу энергии вдоль краевых или дефектных каналов за счёт топологически защищённых локализованных состояний. Такие моды устойчивы к локальным нарушениям симметрии и не исчезают при умеренных искажениях параметров, что делает их перспективными для направленной передачи сигналов, фильтрации и сенсорных приложений.

Одной из простейших моделей, демонстрирующих топологические переходы, является модель Сю-Шриффера-Хиггера (SSH-модель) [12]. Она описывает одномерную цепочку из чередующихся узлов двух типов (А и В), связанных поочерёдно сильными и слабыми связями. В зависимости от порядка димеризации и отношения параметров связи система может находиться в топологически тривиальной или нетривиальной фазе. При открытых краях в топологически нетривиальной фазе возникают краевые моды, локализованные вблизи концов цепочки и имеющие частоты, лежащие в запрещённой зоне [13]-[14].

Акустические реализации SSH-модели широко используются в виде цепочек акустических резонаторов, соединённых каналами различной длины, ширины или формы [15]-[18]. Такие структуры создаются как в воздушной, так и в жидкой среде, а также в твёрдых материалах – путём перфорации пластин, размещения трубок или камер. Также для этих целей используются метаматериалы [19]. Роль узлов SSH-цепочки играют акустические полости, а роль связей – акустические каналы с заданной проницаемостью.

Топологически локализованные моды представляют собой колебательные состояния, энергия которых сосредоточена вблизи краёв или дефектов структуры и экспоненциально убывает вглубь системы. В отличие от нелинейной локализации, связанной с усилением колебаний за счёт нелинейных эффектов (например, образования солитонов или дискретных бризеров), топологическая локализация возникает в линейных системах и определяется исключительно геометрией и симметрией структуры. Она обусловлена глобальными топологическими характеристиками гамильтониана и не зависит от начальных условий или амплитуды возбуждения. Такие моды проявляются в запрещённой зоне спектра и обладают устойчивостью к широкому классу возмущений, включая слабые неоднородности и вариации параметров, что делает их особенно интересными для практического применения в линейных средах.

Ширина локализации моды ξ может быть количественно охарактеризована экспоненциальным затуханием амплитуды:

$$|A_n| \sim e^{-\Delta n/\xi},$$

где A_n – амплитуда колебаний в резонаторе с номером n ; Δn – расстояние

(в количестве резонаторов) от места локализации.

Целью настоящей работы является численное исследование колебательных мод в конечной и кольцевой акустической SSH-цепочке с чередующимися коэффициентами связи. Особое внимание уделяется изучению локализованных мод, возникающих на краях цепи, а также дефектных мод, обусловленных нарушением порядка димеризации или вставкой лишних узлов. Близкая постановка была ранее рассмотрена в оптическом контексте для димерной цепочки волноводов [20].

Результаты данной работы могут быть использованы при разработке акустических фильтров, устойчивых к локальным дефектам, а также при создании управляемых резонансных структур на основе топологических принципов.

1 Модель акустической SSH-цепочки из резонаторов

Рассматривается одномерная дискретная цепочка, состоящая из N резонаторных пар (РП), каждая из которых включает два акустических резонатора (узлы типа А и В), соединённых каналами, обеспечивающими звуковую связь. Резонаторы А и В сами по себе идентичны, отличаются они только структурой связей с соседними резонаторами. Модель основана на акустическом аналоге SSH-цепочки и учитывает чередование сильной и слабой связи между элементами.

В данной работе рассматривается только линейный режим, а взаимодействие между резонаторами моделируется с помощью эффективных коэффициентов связи. На рисунке 1 показана физическая схема и схематическое изображение системы, на которой символами v и w обозначены нормированные коэффициенты связи между резонаторами. В работе [15] использовалась схожая система, представляющая собой последовательность цилиндрических резонаторов радиусом 1,6 см и высотой 8 см каждый, обеспечивающих резонансную частоту 4027 Гц. Резонаторы также могут иметь и иную, например сферическую, форму. Другой предельный случай этой системы для распределённых параметров был рассмотрен в работе [21], где при других условиях также показано формирование запрещённой зоны. Однако, в рассматриваемом нами случае решается задача с сосредоточенными параметрами. Необходимо также отметить, что в схеме резонаторы могут быть заменены на волноводы, тогда полученные результаты соответствуют частотам в окрестности нулевого значения волнового вектора.

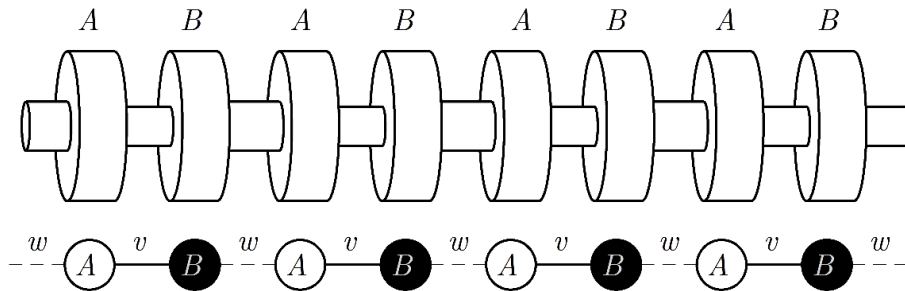


Рисунок 1 – Физическое (вверху) и схематичное (внизу) изображение акустической цепочки резонаторных пар

В рамках одномерной модели система описывается Гамильтонианом вида [22]:

$$H = v \sum_{n=1}^N |n, B\rangle \langle n, A| + w \sum_{n=1}^N |n+1, A\rangle \langle n, B| + \text{h.c.}, \quad (1)$$

где H – матрица взаимодействий (гамильтониан); v, w – безразмерные константы

взаимодействия между резонаторами внутри ячейки и в соседних ячейках соответственно; запись $|n, A\rangle$ означает нормированную амплитуду давления в резонаторе A ячейки n ; $\langle n, A|$ – эрмитово сопряженный вектор к $|n, A\rangle$; h.c. означает эрмитово сопряжение (учет обратных волн).

В матричной форме гамильтониан для ограниченной цепочки имеет блочно-трёхдиагональный вид размера $2N \times 2N$:

$$H = \begin{bmatrix} 0 & v & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ v & 0 & w & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & w & 0 & v & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & v & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & w \\ 0 & 0 & 0 & 0 & w & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

При $w > v$ система находится в топологически нетривиальной фазе, что приводит к возникновению краевых состояний, локализованных на концах цепочки. Эти моды имеют частоту, лежащую в запрещённой зоне между двумя акустическими полосами.

Применение стандартного формализма к Гамильтониану позволяет получить дифференциальные уравнения для нормированных амплитуд давлений в ячейке:

$$i \frac{dA_n}{dt} + vB_n + wB_{n-1} = 0, \quad (3)$$

$$i \frac{dB_n}{dt} + vA_n + wA_{n+1} = 0, \quad (4)$$

где i – мнимая единица, A_n и B_n обозначают нормированные отклонения давления в резонаторах A и B ячейки с номером n .

Система (3)-(4) в случае строгой периодичности может быть записана через блоховский гамильтониан [23]:

$$H_B = \begin{bmatrix} 0 & v + we^{-iq} \\ v + we^{iq} & 0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где q – постоянная распространения между резонаторами.

Основное известное свойство SSH цепочки вида (3)-(4) состоит в наличии запрещенной зоны частот для линейных волн. Так, подстановка решения в виде линейных волн типа $F_n = F_0 e^{i(qn - \omega t)}$, где F_0 это либо A_0 , либо B_0 , приводит к закону дисперсии

$$\omega^2 = v^2 + w^2 + 2vw \cos q. \quad (6)$$

Отсюда видно, что вблизи нуля имеется запрещенная зона частот, ширина которой зависит от соотношения констант связи. Существенно, что щель в спектре закрывается в случае одинаковых связей ($w = v$).

В Фурье пространстве уравнения (3)-(4) сводятся к задаче на определение собственных значений и собственных векторов

$$H\mathbf{x} = -\omega\mathbf{x}, \quad (7)$$

где $\mathbf{x} = [A_1, B_1, A_2, B_2, \dots, A_N, B_N]^T$ – вектор амплитуд; ω – собственные частоты системы; H – гамильтониан типа (2).

2 Топологические структуры из акустических резонаторов

В этом разделе приведены численные результаты, демонстрирующие формирование краевых мод в топологически нетривиальной фазе, а также локализованные дефектные состояния для различных пространственных конфигураций акустических резонаторов.

Для численного анализа каждой пространственной конфигурации использовался следующий алгоритм:

- формируется матрица H размерности $2N \times 2N$, соответствующая конфигурации системы;
- численно рассчитываются собственные значения и собственные векторы в задаче (7);
- выбираются собственные значения (частоты), расположенные вблизи нуля, и анализируется соответствующее пространственное распределение амплитуд;
- для визуализации строятся графики спектра и локализации мод.

Для численного анализа используется $N = 40$ РП. Нормированные коэффициенты связи приняты равными: $v = 0,5$ и $w = 1,0$, что соответствует топологически нетривиальной фазе.

2.1 Кольцо и конечная цепочка, состоящие из резонаторных пар

Сначала рассмотрим базовый случай – замкнутую в кольцо цепочку из N РП (рисунок 2). В этом случае ставятся граничные условия периодичности $A_{N+1} = A_1$, $B_{-1} = B_N$, которые приводят к появлению ненулевых значений на краях побочной диагонали матрицы.

В этом случае также легко продемонстрировать наличие запрещенной зоны, если искать решение в виде

$$F_n = e^{-i\omega t} \sum_{s=1}^N f_s e^{i \frac{2\pi n s}{N}}.$$

Подстановка этого решения в (3)-(4) с учетом граничных условий периодичности приводит дискретному аналогу соотношения (6):

$$\omega_s^2 = v^2 + w^2 + 2vw \cos \frac{2\pi s}{N}.$$

Спектр нормированных частот и нормированные собственные моды такой системы показаны на рисунке 3. Как видно из рисунка, спектр содержит область запрещенных частот, а моды равномерно распределены по всем резонаторам, что означает отсутствие локализованных мод (на рисунке обе моды совпадают).

Теперь рассмотрим конечную одномерную цепочку из N РП. В этом случае РП вдали от краев описываются парой уравнений (3) и (4), а в крайних уравнениях следует положить $B_{-1} = 0$ и $A_{N+1} = 0$. Гамильтониан при этом имеет вид (2). Аналогичная рисунку 3 картина нормированных частот и мод для этого случая приведена на рисунке 4.

Эта ситуация существенно отличается от предыдущей: в частотном спектре появляются две моды с частотой $\omega \approx 0$, что является признаком локализованных мод. Наличие этих мод подтверждает график собственных значений системы. При этом следует отметить, что номер уровня на графике частот соответствует просто порядковому номеру частоты в ряду упорядоченных по возрастанию частот, а на графике мод номер узла соответствует конкретному положению резонатора в схеме – в данном случае номера 0 и 79 являются краевыми резонаторами.

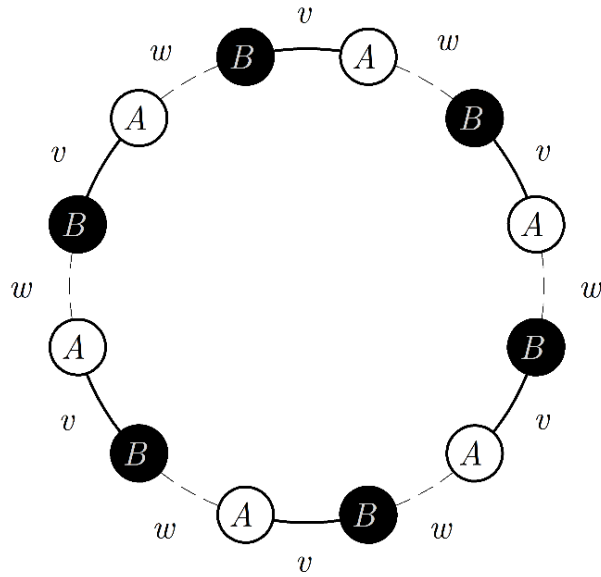


Рисунок 2 – Кольцевая структура, состоящая из РП

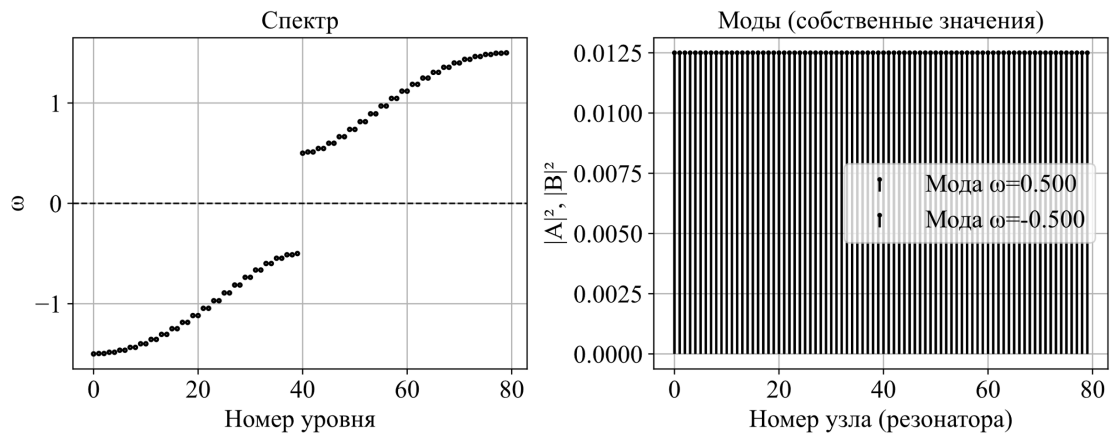


Рисунок 3 – Нормированные собственные частоты и моды замкнутой кольцевой цепочки из резонаторных пар

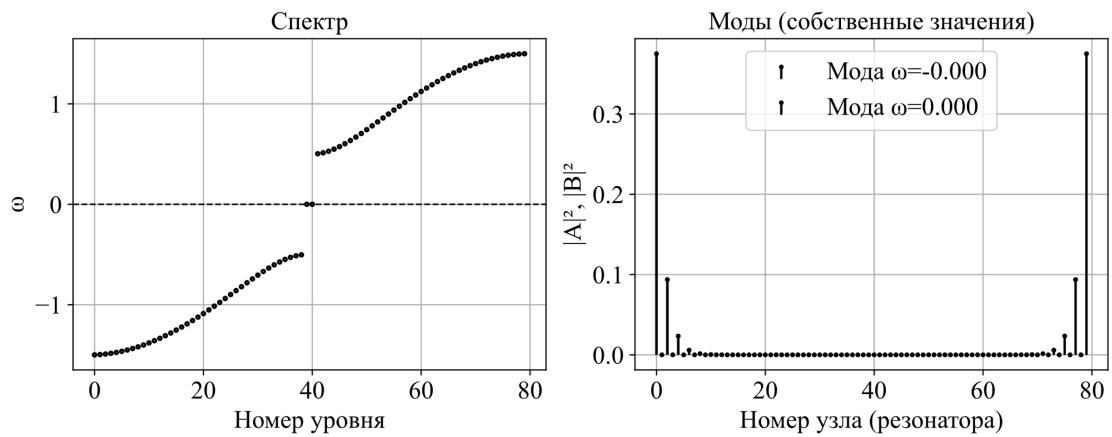


Рисунок 4 – Нормированные собственные частоты и моды конечной цепочки из РП

2.2 Точечный дефект внутри кольца из резонаторных пар

Теперь рассмотрим кольцевую структуру, но с внесением топологических дефектов. Сначала рассмотрим точечный дефект, соответствующий случаю замены волновода А на волновод В в одной из РП (рисунок 5). Коэффициент связи между волноводами типа $B-B$ обозначим r .

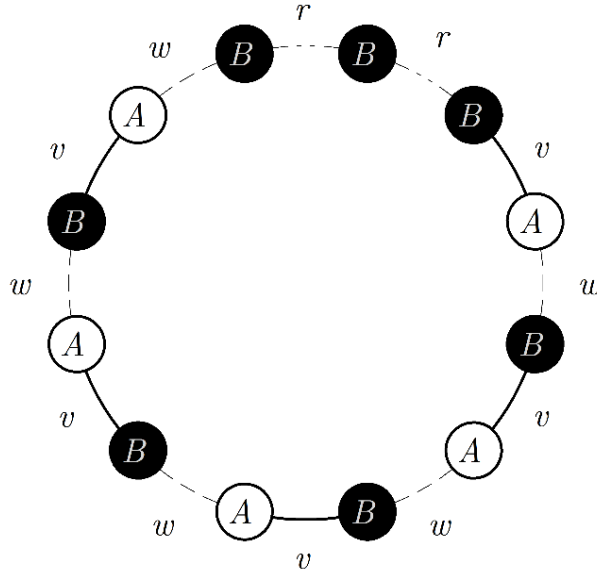


Рисунок 5 – Схема расположения точечного дефекта в кольце из РП

Например, если установить $r = v$, результат показан на рисунке 6. Наблюдается локализованная на дефекте мода. При этом частота находится в запрещенной зоне, но достаточно далека от нулевой.

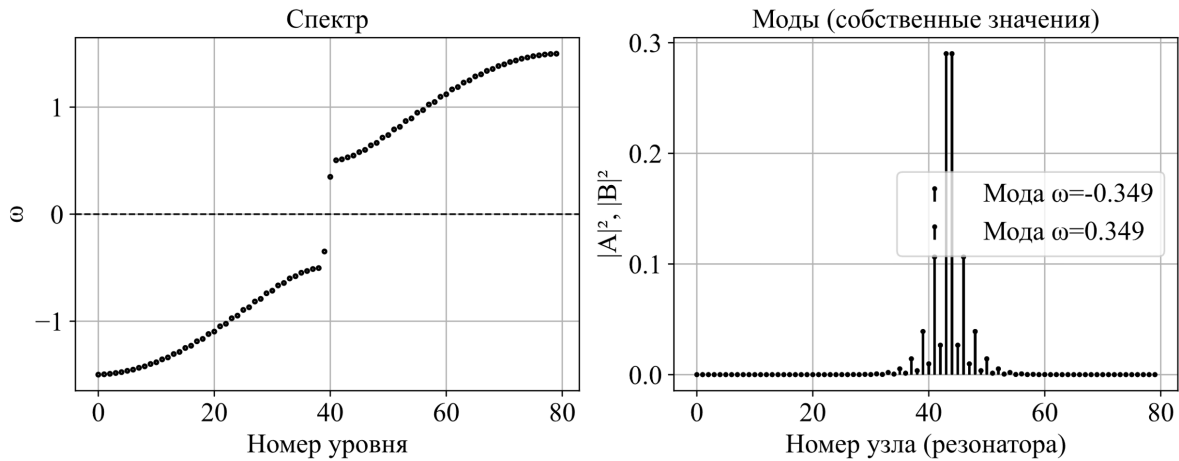


Рисунок 6 – Нормированные собственные частоты и моды кольцевой цепочки из резонаторов с точечным дефектом

Ослабление связи r приводит к уменьшению длины локализации и уменьшению соответствующей частоты. Так, при $r = 0,1(v + w)$ картина собственных частот и мод показана на рисунке 7.

В пределе бесконечно слабой связи, $r \rightarrow 0$, очевидно, получим конечную цепочку (см. рисунок 4).

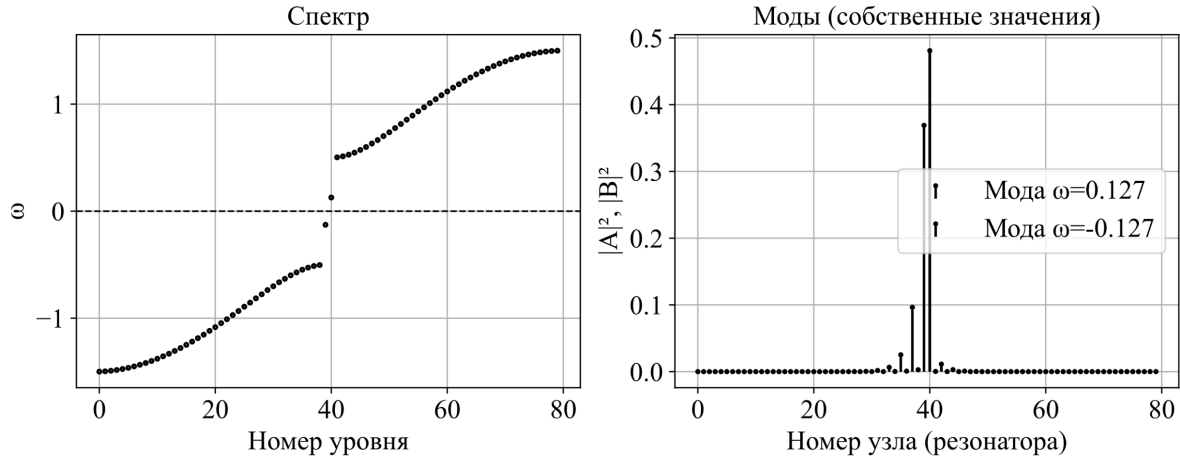


Рисунок 7 – Нормированные собственные частоты и моды кольцевой цепочки из РП с точечным дефектом при $r = 0,1(v + w)$

2.3 Дефект нарушение симметрии в кольце из резонаторных пар

Рассмотрим теперь парный дефект нарушения симметрии в цепочке из РП. Соединим между собой две цепочки вида

$$\begin{aligned} A - B - A - B - A - B - \dots - A - B - A - B, \\ B - A - B - A - B - A - \dots - B - A - B - A \end{aligned}$$

В результате образуется кольцо с двумя местами соединений, изображенное на рисунке 8. Коэффициенты связи в местах соединений обозначим r_A и r_B .

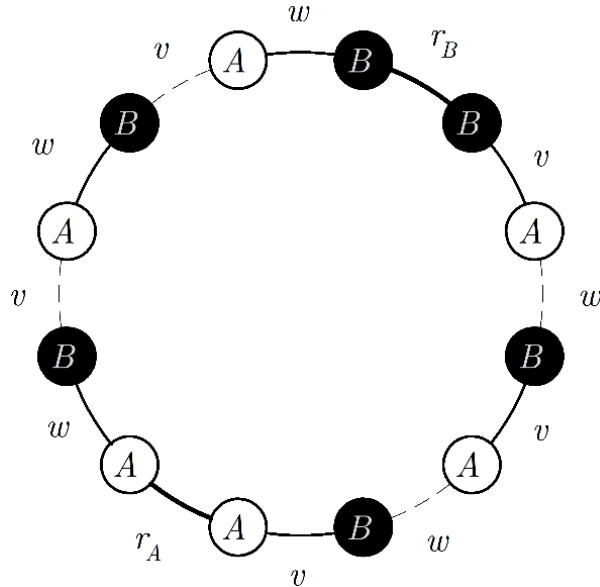


Рисунок 8 – Кольцо из РП с нарушением симметрии

По сути, вторая цепочка представляет собой инверсию первой и поэтому если одна цепочка находится в топологически нетривиальной фазе, то вторая автоматически – в топологически тривиальной фазе. Мы рассмотрим ситуацию, когда обе половины содержат по 20 РП. Для $r_A = r_B = v$ решение изображено на рисунке 9.

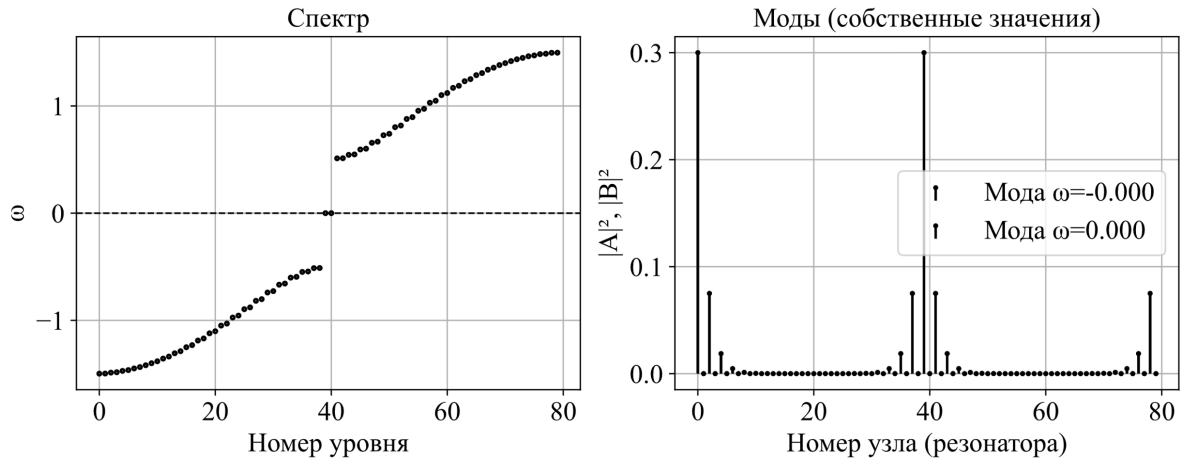


Рисунок 9 – Нормированные собственные частоты и моды кольцевой цепочки из резонаторов с дефектом

В этом случае образуются классические локализованные моды с $\omega \approx 0$, причем локализованы они строго на дефектах (номера узлов 0 и 40).

Заключение

В работе проведено численное исследование одномерной акустической цепочки, представляющей собой реализацию SSH-модели в виде системы связанных резонаторов с чередующимися коэффициентами связи. Показано, что при подходящем соотношении параметров связи в такой цепочке формируется запрещённая зона, внутри которой могут существовать локализованные моды.

В конфигурации с открытыми краями в топологически нетривиальной фазе возникают краевые моды, частоты которых лежат внутри запрещённой зоны и характеризуются экспоненциальной локализацией. В кольцевых структурах при наличии топологических дефектов, возникающих из-за нарушения порядка димеризации или замены узлов, формируются дефектные моды с аналогичными свойствами. Их наличие и пространственная структура подтверждены анализом собственных векторов и спектров системы.

Показано, что варьирование коэффициентов связи позволяет управлять шириной запрещённой зоны и степенью локализации мод, что открывает возможности для проектирования устойчивых к искажениям акустических фильтров и сенсорных устройств. Полученные результаты могут быть полезны при создании резонансных структур с заданными частотными характеристиками и топологической защитой.

Благодарности. Исследование выполнено за счет бюджетного финансирования в рамках работ по проведению прикладных научных исследований по государственному заданию от 20.03.2025 № 103-00001-25-02 (шифр 5).

Постановка этой задачи возникла из плодотворных обсуждений Н.В.Б. с профессором А.И. Маймистовым (1951–2022).

Список использованных источников

1. Карташов Я.В., Иванов С.К., Жанг Й.Ч. [и др.] Эксперименты с нелинейными топологическими состояниями в статических и динамически модулированных массивах

Су-Шриффера-Хигера // Успехи физических наук. 2024. Т. 194. № 11. С. 1159–1176. DOI: UFNr.2024.08.039740.

2. Kang J., Wei R., Zhang Q., Dong, G. Topological Photonic States in Waveguide Arrays // Adv. Phys. Res. 2023. No. 2. P. 2200053. DOI: 10.1002/apxr.202200053.

3. Smirnova D., Leykam D. Chong Y., Kivshar Yu. Nonlinear topological photonics featured // Appl. Phys. Rev. 2020. Vol. 7. P. 021306. DOI: 10.1063/1.5142397.

4. Szameit A., Rechtsman M.C. Discrete nonlinear topological photonics // Nat. Phys. 2024. Vol. 20. P. 905. DOI: 10.1038/s41567-024-02454-8.

5. Ota Y., Takata K., Ozawa T. [et al.] Active topological photonics // Nanophotonics. 2020. Vol. 9. No. 3. P. 547–567. DOI: 10.1515/nanoph-2019-0376.

6. Tan D.T.H. Topological silicon photonics // Adv. Photonics Res. 2021. Vol. 2. Iss. 9. P. 2100010. DOI: 10.1002/adpr.202100010.

7. Kim E., Yang J. Wave propagation in single column woodpile phononic crystals: Formation of tunable band gaps // Journal of the Mechanics and Physics of Solids. 2014. Vol. 71. P. 33-45. DOI: 10.1016/j.jmps.2014.06.012.

8. Sen S., Hong J., Bang J. [et al.] Solitary waves in the granular chain // Physics Reports. 2008. Vol. 462. No. 2. P. 21-66. DOI: 10.1016/j.physrep.2007.10.007.

9. Rachel S. Interacting topological insulators: a review // Rep. Prog. Phys. 2018. Vol. 81. P. 116501. DOI: 10.1088/1361-6633/aad6a6.

10. Esmann M., Lamberti F.R., Lemaître A., Lanzillotti-Kimura N.D. Topological acoustics in coupled nanocavity arrays // Phys. Rev. B. 2018. Vol. 113, № 20. P. 161109. DOI: 10.1103/PhysRevB.98.161109.

11. Li X., Meng Y., Wu X. [et al.] Su-Schrieffer-Heeger model inspired acoustic interface states and edge states // Appl. Phys. Lett. 2018. Vol. 113, № 20. P. 203501. DOI: 10.1063/1.5051523.

12. Su W.P., Schrieffer J.R., Heeger A.J. Solitons in Polyacetylene // Phys. Rev. Lett. 1979. № 42. P. 1698–1701. DOI: 10.1103/PhysRevLett.42.1698.

13. Hofstrand A., Li H., Weinstein M.I. Discrete Breathers of Nonlinear Dimer Lattices: Bridging the Anti-continuous and Continuous Limits // J. Nonlinear Sci. 2023. Vol. 33, No. 4. P. 1–44. DOI: 10.1007/s00332-023-09909-x.

14. S. Q. Shen. Topological insulators: Dirac equation in condensed matter. 2nd ed. Springer, 2017. 279 p. ISBN 978-981-10-4605-6. DOI: 10.1007/978-981-10-4606-3

15. Guo T., Cao L., Assouar B. [et al.] Acoustic Su-Schrieffer-Heeger chain with phase nonreciprocal couplings // J. Appl. Phys. AIP Publishing LLC, 2025. Vol. 137, no. 15. DOI: 10.1063/5.0254537.

16. He C., Ni X., Ge H. [et al.] Acoustic topological insulator and robust one-way sound transport // Nat. Phys. 2016. Vol. 12, № 12. P. 1124–1129. DOI: 10.1038/nphys3867.

17. Xue H., Yang Y., Gao F. [et al.] Acoustic higher-order topological insulator on a kagome lattice // Nat. Mater. Springer US, 2019. Vol. 18, no 2. P. 108–112. DOI: 10.1038/s41563-018-0251-x.

18. Apigo D.J., Cheng W., Dobiszewski K.F. [et al.] Observation of Topological Edge Modes in a Quasiperiodic Acoustic Waveguide // Phys. Rev. Lett. American Physical Society, 2019. Vol. 122, No 9. P. 95501. DOI: 10.1103/PhysRevLett.122.095501.

19. Guo P.-Y., Wang L.-W., Li W. [et al.] Multiband topology in acoustic coupled Su-Schrieffer-Heeger chains // Phys. Rev. Applied. 2024. Vol. 22. P. 054079. DOI: 10.1103/PhysRevApplied.22.054079.

20. Быков Н.В. Моделирование распространения электромагнитных волн в кольцевой бинарной цепочке волноводов // Материалы XXIII Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным

системам (ВМСППС2023). М.: 2023. С. 30-32. ISBN: 978-5-4316-1054-7.

21. Быков Н.В. Нахождение запрещенных зон распространения звуковых волн в гофрированных трубках методом определения устойчивости решения // *Noise Theory and Practice*. 2023. Т. 9. № 2 (33). С. 12-18.

22. Kvande C.I., Hill D. B., Blume D. Finite Su-Schrieffer-Heeger chains coupled to a two-level emitter: Hybridization of edge and emitter states // *Phys. Rev. A*. 2023. Vol. 108, No. 2, P. 023703. DOI: 10.1103/PhysRevA.108.023703.

23. Song W., Sun W., Chen C. [et al.] Robust and Broadband Optical Coupling by Topological Waveguide Arrays // *Laser & Photonics Reviews*. 2020 14(2):1900193.

References

1. Kartashov Y.V., Ivanov S.K., Zhang Y.Q. [et al.] Experiments with nonlinear topological edge states in static and dynamically modulated Su–Schrieffer–Heeger arrays // *Physics – Uspekhi*. 2024. Vol. 67. No. 11. P. 1095–1110. DOI: 10.3367/UFNe.2024.08.039740.

2. Kang J., Wei R., Zhang Q., Dong, G. Topological Photonic States in Waveguide Arrays // *Adv. Phys. Res.* 2023. No. 2. P. 2200053. DOI: 10.1002/apxr.202200053.

3. Smirnova D., Leykam D. Chong Y., Kivshar Yu. Nonlinear topological photonics featured // *Appl. Phys. Rev.* 2020. Vol. 7. P. 021306. DOI: 10.1063/1.5142397.

4. Szameit A., Rechtsman M.C. Discrete nonlinear topological photonics // *Nat. Phys.* 2024. Vol. 20. P. 905. DOI: 10.1038/s41567-024-02454-8.

5. Ota Y., Takata K., Ozawa T. [et al.] Active topological photonics // *Nanophotonics*. 2020. Vol. 9. No. 3. P. 547–567. DOI: 10.1515/nanoph-2019-0376.

6. Tan D.T.H. Topological silicon photonics // *Adv. Photonics Res.* 2021. Vol. 2. Iss. 9. P. 2100010. DOI: 10.1002/adpr.202100010.

7. Kim E., Yang J. Wave propagation in single column woodpile phononic crystals: Formation of tunable band gaps // *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2014. Vol. 71. P. 33-45. DOI: 10.1016/j.jmps.2014.06.012.

8. Sen S., Hong J., Bang J. [et al.] Solitary waves in the granular chain // *Physics Reports*. 2008. Vol. 462. No. 2. P. 21-66. DOI: 10.1016/j.physrep.2007.10.007.

9. Rachel S. Interacting topological insulators: a review // *Rep. Prog. Phys.* 2018. Vol. 81. P. 116501. DOI: 10.1088/1361-6633/aad6a6.

10. Esmann M., Lamberti F.R., Lemaitre A., Lanzillotti-Kimura N.D. Topological acoustics in coupled nanocavity arrays // *Phys. Rev. B*. 2018. Vol. 113, № 20. P. 161109. DOI: 10.1103/PhysRevB.98.161109.

11. Li X., Meng Y., Wu X. [et al.] Su-Schrieffer-Heeger model inspired acoustic interface states and edge states // *Appl. Phys. Lett.* 2018. Vol. 113, № 20. P. 203501. DOI: 10.1063/1.5051523.

12. Su W.P., Schrieffer J.R., Heeger A.J. Solitons in Polyacetylene // *Phys. Rev. Lett.* 1979. № 42. P. 1698–1701. DOI: 10.1103/PhysRevLett.42.1698.

13. Hofstrand A., Li H., Weinstein M.I. Discrete Breathers of Nonlinear Dimer Lattices: Bridging the Anti-continuous and Continuous Limits // *J. Nonlinear Sci.* 2023. Vol. 33, No. 4. P. 1–44. DOI: 10.1007/s00332-023-09909-x.

14. S. Q. Shen. Topological insulators: Dirac equation in condensed matter. 2nd ed. Springer, 2017. 279 p. ISBN 978-981-10-4605-6. DOI: 10.1007/978-981-10-4606-3

15. Guo T., Cao L., Assouar B. [et al.] Acoustic Su-Schrieffer-Heeger chain with phase nonreciprocal couplings // *J. Appl. Phys.* AIP Publishing LLC, 2025. Vol. 137, no. 15. DOI: 10.1063/5.0254537.

16. He C., Ni X., Ge H. [et al.] Acoustic topological insulator and robust one-way sound transport // Nat. Phys. 2016. Vol. 12, № 12. P. 1124–1129. DOI: 10.1038/nphys3867.
17. Xue H., Yang Y., Gao F. [et al.] Acoustic higher-order topological insulator on a kagome lattice // Nat. Mater. Springer US, 2019. Vol. 18, no 2. P. 108–112. DOI: 10.1038/s41563-018-0251-x.
18. Apigo D.J., Cheng W., Dobiszewski K.F. [et al.] Observation of Topological Edge Modes in a Quasiperiodic Acoustic Waveguide // Phys. Rev. Lett. American Physical Society, 2019. Vol. 122, No 9. P. 95501. DOI: 10.1103/PhysRevLett.122.095501.
19. Guo P.-Y., Wang L.-W., Li W. [et al.] Multiband topology in acoustic coupled Su-Schrieffer-Heeger chains // Phys. Rev. Applied. 2024. V. 22. P. 054079. DOI: 10.1103/PhysRevApplied.22.054079.
20. Bykov N.V. Modeling of Electromagnetic Wave Propagation in a Ring Binary Waveguide Chain. Proceedings of the XXIII International Conference on Computational Mechanics and Modern Applied Software Systems (CMMASS 2023). Moscow, 2023, pp. 30–32. ISBN: 978-5-4316-1054-7.
21. Bykov N.V. Stopbands of sound waves propagation construction in a corrugated duct by determining the stability of a solution // Noise Theory and Practice. 2023. Vol. 9. No. 2 (33). P. 12-18.
22. Kvande C.I., Hill D. B., Blume D. Finite Su-Schrieffer-Heeger chains coupled to a two-level emitter: Hybridization of edge and emitter states // Phys. Rev. A. 2023. Vol. 108, No. 2, P. 023703. DOI: 10.1103/PhysRevA.108.023703.
23. Song W., Sun W., Chen C. [et al.] Robust and Broadband Optical Coupling by Topological Waveguide Arrays // Laser & Photonics Reviews. 2020 14(2):1900193.

УДК: 534-13
OECD: 1.03

Численное моделирование шумообразования в оконном щелевом приточном клапане

Карионова Л.А.¹, Пастухова Л.Г.^{2*}, Давыдов В.Б.³, Шаламова А.Р.⁴

¹Аспирант кафедры гидравлики,

²К.т.н., зав. кафедрой гидравлики,

³К.ф.-м.н., доцент кафедры гидравлики,

⁴Магистрант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции,

^{1,2,3,4}Уральский федеральный университет имени первого Президента России
Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, РФ

Аннотация

Щелевые оконные клапаны инфильтрации, предназначенные для подачи приточного воздуха в помещение, часто становятся источниками шума. Предметом исследования стали факторы, влияющие на уровень аэродинамического шума, создаваемого в процессе движения воздуха в щели оконного клапана с резко меняющимся профилем. Исследование выполнено методом численного эксперимента в квази-3D-постановке на основе метода конечных элементов с применением программного комплекса Comsol Multiphysics. В результате решения гидродинамической и аэроакустической задач получены поля звукового давления в диапазоне частот 5 – 2500 Гц для различных вариантов разности давлений снаружи и внутри здания, формируемой гравитационными силами и ветром от 0 до 450 Па. Получены зависимости уровней звукового давления от разности давления в контрольных точках. В дальнейшей перспективе предполагается проверка данной численной модели на адекватность путем постановки физического эксперимента, а также использование данной модели для исследования возможности изменения конфигурации профиля щели оконного клапана с целью снижения генерируемого ею шума.

Ключевые слова: аэродинамическая и аэроакустическая задача, LES-модель турбулентности, уравнение Рейнольдса, уравнение Лайтхилла, щелевой оконный клапан инфильтрации

Numerical modeling of noise generation in a window slot supply valve

Karionova L.A.¹, Pastukhova L.G.^{2*}, Davydov V.B.³, Shalamova A.R.⁴

¹Postgraduate student in the Department of Hydraulics,

²Ph.D., Head of the Department of Hydraulics,

³Ph.D., Associate Professor of the Department of Hydraulics,

⁴Master's student of the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation,

^{1,2,3,4}Ural Federal University, Yekaterinburg, Russia

Abstract

Slotted window infiltration valves designed to supply fresh air to a room often become noise sources. The subject of the study were the factors affecting the level of aerodynamic noise generated during air movement in the slot of the window valve with a sharply changing profile. The study was carried out using the numerical experiment method in a 2D statement based on the finite element method using the Comsol Multiphysics

*E-mail: l.g.pastuhova@urfu.ru (Пастухова Л.Г.)

software. As a result of solving the hydrodynamic and aeroacoustic problems, sound pressure fields were obtained in the frequency range of 5 - 2500 Hz for various options for the pressure difference outside and inside the building, formed by gravitational forces and wind from 0 to 450 Pa. Dependences of sound pressure levels on the pressure difference at control points were obtained. In the future, it is planned to check this numerical model for adequacy by setting up a physical experiment, as well as to study the possibility of changing the configuration of the window valve slot profile in order to reduce the noise it generates.

Keywords: aerodynamic and aeroacoustic problem, LES-model of turbulence, Reynolds equation, Lighthill equation, slot window infiltration valve

Введение

В практике проектирования вентиляции объектов строительства специалисты сталкиваются с проблемой адекватного подбора оборудования, в частности, приточных оконных клапанов, которые бы не вызывали у жильцов акустический дискомфорт из-за генерируемого ими шума. Действительно, разность давлений, под действием которой формируется скорость потока воздуха, проходящего через клапан, носит непостоянный быстро меняющийся во времени характер, который зависит не только от температурного перепада внутреннего и наружного воздуха, но и от характера распределения аэродинамических коэффициентов на фасадах и кровле здания и пульсаций скорости ветра. Эти факторы в свою очередь приводят к резкому возникновению значительных перепадов давления на воздухозаборных и вытяжных отверстиях, что приводит к шумообразованию – свисту и гулу – в воздухозаборных устройствах, приточных клапанах инфильтрации. Чтобы избежать данного звукового эффекта, жильцы, как правило, закрывают плотно клапаны и окна, что дестабилизирует работу системы вентиляции с естественным побуждением, приводит к «опрокидыванию» вытяжных каналов, которые начинают работать на приток, перенося загрязнения и запах из чужих квартир. Известно, что нормирование шума в помещении осуществляется, при работающей вентиляции, и в случае вентиляции с естественным побуждением – при открытых окнах или клапанах инфильтрации. Ввиду изложенного, проблема разработки численной модели для исследования влияния различных факторов на шумообразование в щели оконного клапана является актуальной.

Исследование влияния перепада внешнего и внутреннего давления на формируемый в щели клапана звук, генерируемый в следствии отрыва пограничного слоя от стенки канала с резко меняющимся профилем, выполнялось численным методом в среде ComSol Multiphysics и сводилось к решению задачи Лайтхилла для турбулентного потока в квази-3D-постановке с использованием LES-модели турбулентности.

Вопросам аэроакустического анализа в пограничном слое турбулентного воздушного потока методом Лайтхилла (Lighthill M.J.) [1], [2] посвящены работы многих российских и зарубежных исследователей, среди которых работы Росситера (Rossiter J.E.) [3], Роквелла и Наудашера (Rockwell D., Naudascher E.) [4], Лафона, Цейлауда, Девоса и Ламберта (Lafon P., Caillaud S., Devos J.P., Lambert C.) [5], Копьева В.Ф. [6], Зайцева М.Ю. [7], Беляева И.В. [8], Сухинова А.И. [9], Воронкова С.С. [10], Кандрюнина В.С. [11] и др. являются наиболее близкими разрабатываемой теме.

В данной работе приводятся результаты, полученные при решении системы уравнений гидроаэродинамики и аэроакустики для численной модели щели приточного оконного клапана. Построенная модель является инструментом для дальнейших исследований данной прикладной задачи.

1 Методология

1.1 Математическая модель шумообразования в приточном клапане

Решение аэроакустической задачи о возникновении шума в воздушном потоке в приточном клапане сводится к решению сложной сопряженной (мультифизической) задачи о движении жидкости в канале с резкоменяющимся профилем стенки. Известно, что поток, проходящий мимо открытой полости, приводит к возникновению автоколебаний [1], [2]. Моделирования турбулентности выполнено методом LES (Large Eddy Simulation) [12] - [15].

Система уравнений аэрогидродинамики модели невесомой несжимаемой жидкости, движущейся в канале с резкоменяющимся профилем стенки, состоит из уравнений (1) – (4):

- уравнение неразрывности

$$\rho (\nabla \vec{V}) = 0, \quad (1)$$

- уравнение движения

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} (\nabla \vec{V}) = \nabla [-pI + K] - \rho \nabla \tau_{LES} + F, \quad (2)$$

где $\vec{V}$ – вектор скорости; ρ – плотность; p – абсолютное давление; I – единичный тензор; K – тензор вязких напряжений; F – массовые силы; τ_{LES} – турбулентные касательные напряжения,

$$K = \mu \left[\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T \right], \quad (3)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости;

$$\tau_{LES} = \vec{V} \vec{V}'^T + \vec{V}' \vec{V}^T + \vec{V}' \vec{V}'^T, \quad (4)$$

где $\vec{V}'$ – пульсационная составляющая вектора скорости.

Эту систему дополняет уравнение аэроакустики – уравнение Лайтхилла (5), описывающее распространение звука в среде с потерями при наличии дипольных источников q_d , монопольных источников Q_m , затухания и дисперсии ρ_c и k_{eq}

$$\nabla \left(-\frac{1}{\rho_c} (\nabla p_t - q_d) \right) - \frac{k_{eq}^2 p_t}{\rho_c} = Q_m, \quad (5)$$

где p_t – полное акустическое давление; q_d – дипольный аэродинамический источник звука; ρ_c – комплексная плотность, учитывающая потери в среде; $k_{eq}^2 p_t$ – эквивалентное волновое число; k_{eq} – эффективное волновое число, учитывающее дисперсию (зависимость скорости звука от частоты) и потери (вязкость, теплопроводность); ; $k_{eq}^2 = \left(\frac{\omega}{c} \right)^2$; c – скорость звука; ω – круговая частота; Q_m – монопольный источник.

1.2 Граничные и начальные условия

Геометрия граничных условий на начальных этапах исследования выбрана максимально приближенной к реальной геометрии (рисунок 1в). Упрощение коснулось входной части клапана (рисунок 1б, выделена зеленым) и выходной области (рисунок 1б, выделена голубым) в процессе попыток добиться сходимости решения.

Расчетный участок канала оконного клапана инфильтрации – домен с геометрическими параметрами: ширина домена $d = 5$ мм, высота доменного участка $H = 10$ мм, длина участка домена-источника $l_s = 90$ мм, длина всего домена $l = 210$ мм (рисунок 2). На входном сечении в домен задан равномерный профиль скорости, на выходе – давление. Нижняя и верхняя границы акустического домена (щели клапана) – твердые с нулевой скоростью (условие налипания), нижняя и верхняя границы домена потока – жидкость (условие скольжения).

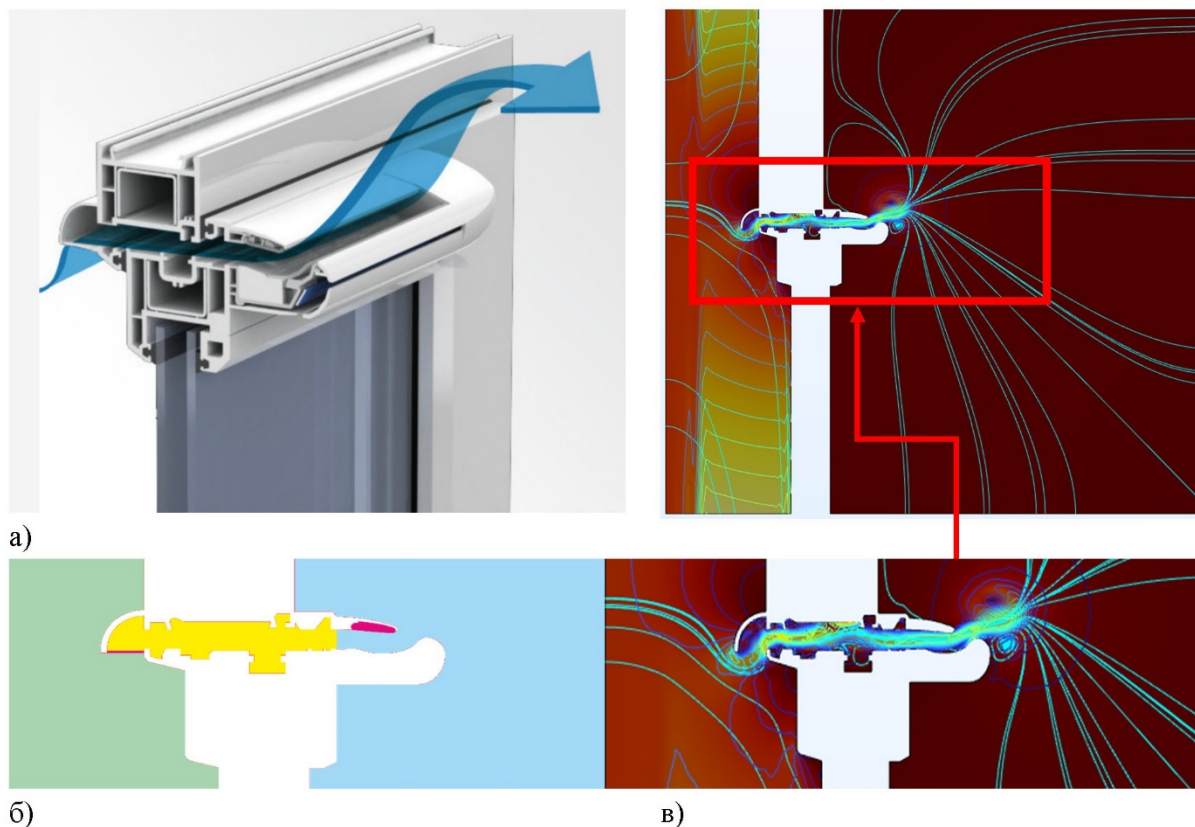


Рисунок 1 – Геометрия канала: а) схема устройства оконного клапана; б) исследуемая часть канала оконного клапана инфильтрации (выделен желтым); в) поле распределения скорости, м/с, и линии тока в поперечном сечении для геометрии, максимально приближенной к реальности

Задача решена в квази-3D-постановке. На боковых поверхностях заданы условия симметрии. Расчетная сетка получена путем построения треугольной сетки на серединной плоскости расчетного домена путем растягивания в поперечном направлении с получением конечных элементов в виде призм. Всего модель имеет 63698 пространственных элементов, 66440 граничных элементов, 2884 линейных элементов, 199212 степеней свободы.

Для удобства анализа выбраны три расчетные точки 1, 2, 3 с координатами (x, y, z) :

1 точка – (90; 5; 2,5) мм – на выходе из щели клапана;

2 точка – (150; 5; 2,5) мм – на расстоянии 60 мм от выхода;

3 точка – (210; 5; 2,5) мм – на расстоянии 120 мм от выхода.

Выбор вариантов начальных скоростей u_0 был выполнен, исходя из возможных значений гравитационных и ветровых давлений для зданий, построенных в географических районах с параметрами климата, соответствующими условиям г. Екатеринбурга по СП 131.13330.2020 [16]:

– скорости ветра $w = 4,0$ м/с,

– температуре воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью $0,92 \ t = -32 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура внутреннего воздуха в расчете принята $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

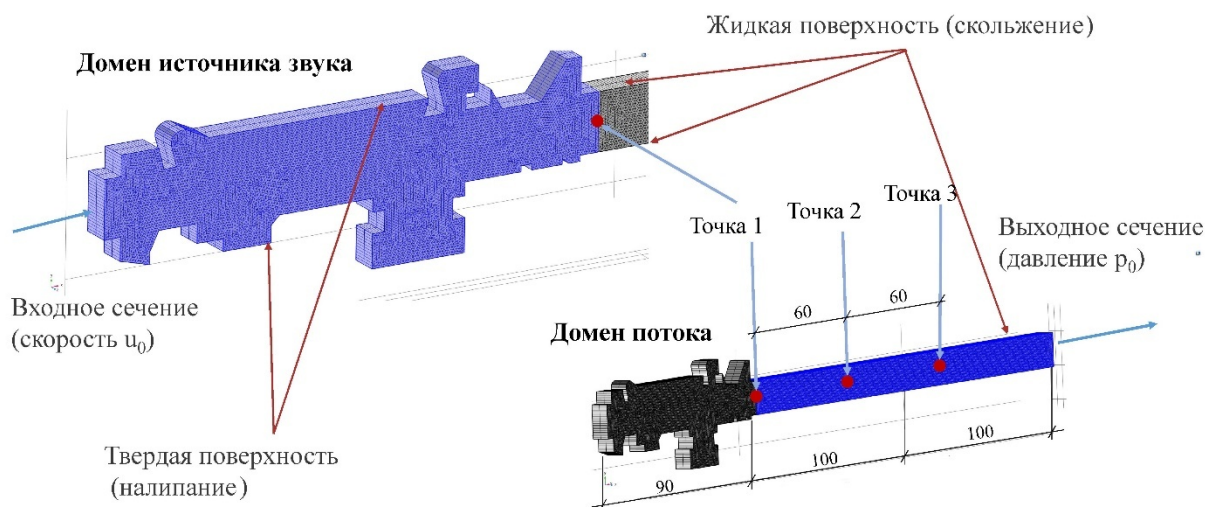


Рисунок 2 – Граничные условия

Разность давлений на наружной и внутренней поверхностях ограждающей конструкции определена по СП 50.13330.2024 [17]:

$$\Delta p = 0,55H(\gamma_n - \gamma_v) + 0,03\gamma_n w^2, \quad (6)$$

где H – высота здания, м; 0,55 – коэффициент, учитывающий положение среднего элемента наружного ограждения по высоте; $\gamma = \rho g$ – удельный вес наружного γ_n воздуха и внутреннего γ_v воздуха; w – скорость ветра, м/с, принимается по СП 20.13330.2016 [18].

Результаты расчетов сведены в Таблицу 1.

Таблица 1 – Перепад давления снаружи и внутри помещения

Высота здания, м	Коэффициент изменения скорости ветра по высоте	Величина гравитационного перепада давлений, Па	Величина ветрового перепада давлений, Па	Величина общего перепада давлений Δp , Па
15	1,1	21,3	8,7	30,0
60	1,6	85,8	18,6	104,4
150	1,9	215,0	26,2	240,7
210	2,2	300,6	61,3	361,6

Таким образом, в качестве расчетных вариантов выбраны 7 вариантов скоростей на входе в доменную область $u_0 = [1; 2; 5; 10; 15; 20; 25]$ м/с, что соответствует разности давлений $\Delta p = \frac{\rho u_0^2}{2} = [0,7; 2,9; 18,3; 73,2; 164,8; 262,9; 457,7]$ Па.

1.3 Алгоритм решения

Алгоритм решения следующий.

Этап 1 (Study 1). Решить начальную модель LES, чтобы получить полностью развитый турбулентный поток, выбрав время (продолжительность), соответствующее минимум 10 проходкам, используя ту же сеточную модель, что и для второго исследования (Study 2). Сохранять решение в конечный момент времени.

Этап 2 (Study 2). Решить LES-модель, используя результаты 1-го этапа (Study 1) в качестве начального условия для 2-го этапа.

Модель хорошо разрешается в пространстве и времени при следующих условиях:

- а) решая от 0 до T_{end} , сохраняем решения на каждом шаге Δt ;
- б) размеры сетки для разрешения пограничного слоя и структуры вихря:
 - разрешение по частоте: $\Delta f = \frac{1}{T_{end}}$,
 - максимальная частота: $f_{max} = \frac{1}{2\Delta t}$.

Этап 3 (Study 3). Решить переходное отображение исходных условий из сетки CFD в сетку акустики.

Этап 4 (Study 4). Преобразование Фурье исходных значений параметров с использованием шага исследования Time to Frequency FFT.

Этапы 5 и 6 (Study 5, 6). Акустический анализ в частотной области.

2 Обсуждение результатов

В итоге реализации вышеописанного алгоритма получены спектры уровней звукового давления (УЗД) в расчетных точках для 7 вариантов скоростей u_0 (рисунок 3).

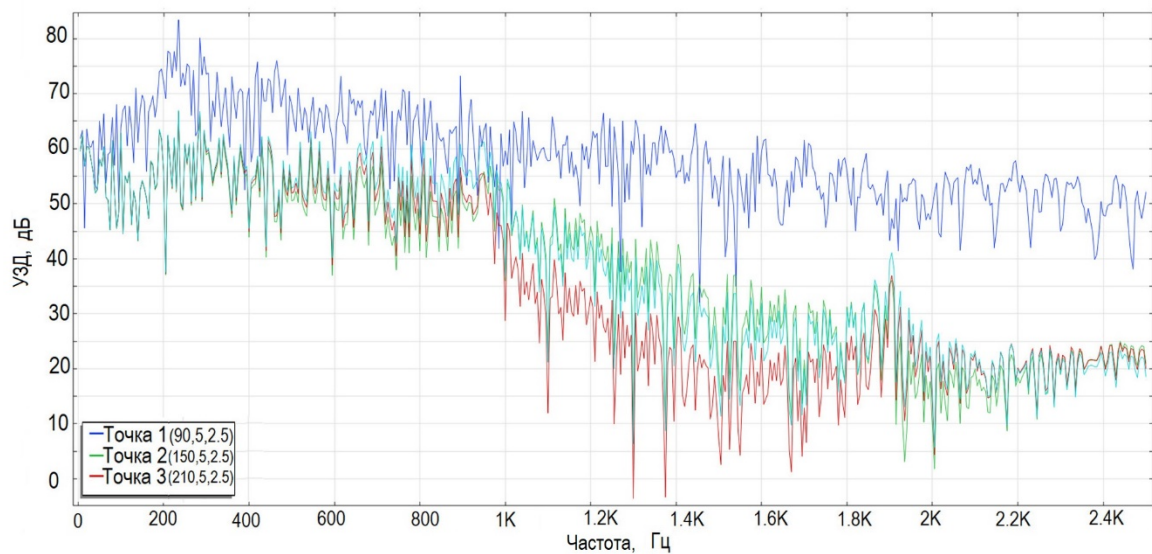


Рисунок 3 – Спектры УЗД, дБ, в расчетных точках на 6 этапе расчета (на примере варианта для скорости $u_0 = 10$ м/с).

Для удобства спектральные характеристики УЗД в расчетных точках на выходе из щели клапана представлены с осреднением в стандартных октавных полосах частот [20]. Полученные таким образом спектры в расчетных точках для всех вариантов скорости на входе, соответствующей перепаду давления снаружи и внутри помещения, представлены на Рисунке 4.

Для скоростей на входе в клапан 1 м/с и 2 м/с наблюдаются отрицательные УЗД, что говорит о звуковом давлении ниже порогового значения $p_0 = 20$ мкПа, то есть генерация звука практически отсутствует.

Для скорости $u_0 = 5$ м/с спектр УЗД имеет максимум в 56 дБ в полосе 125 Гц.

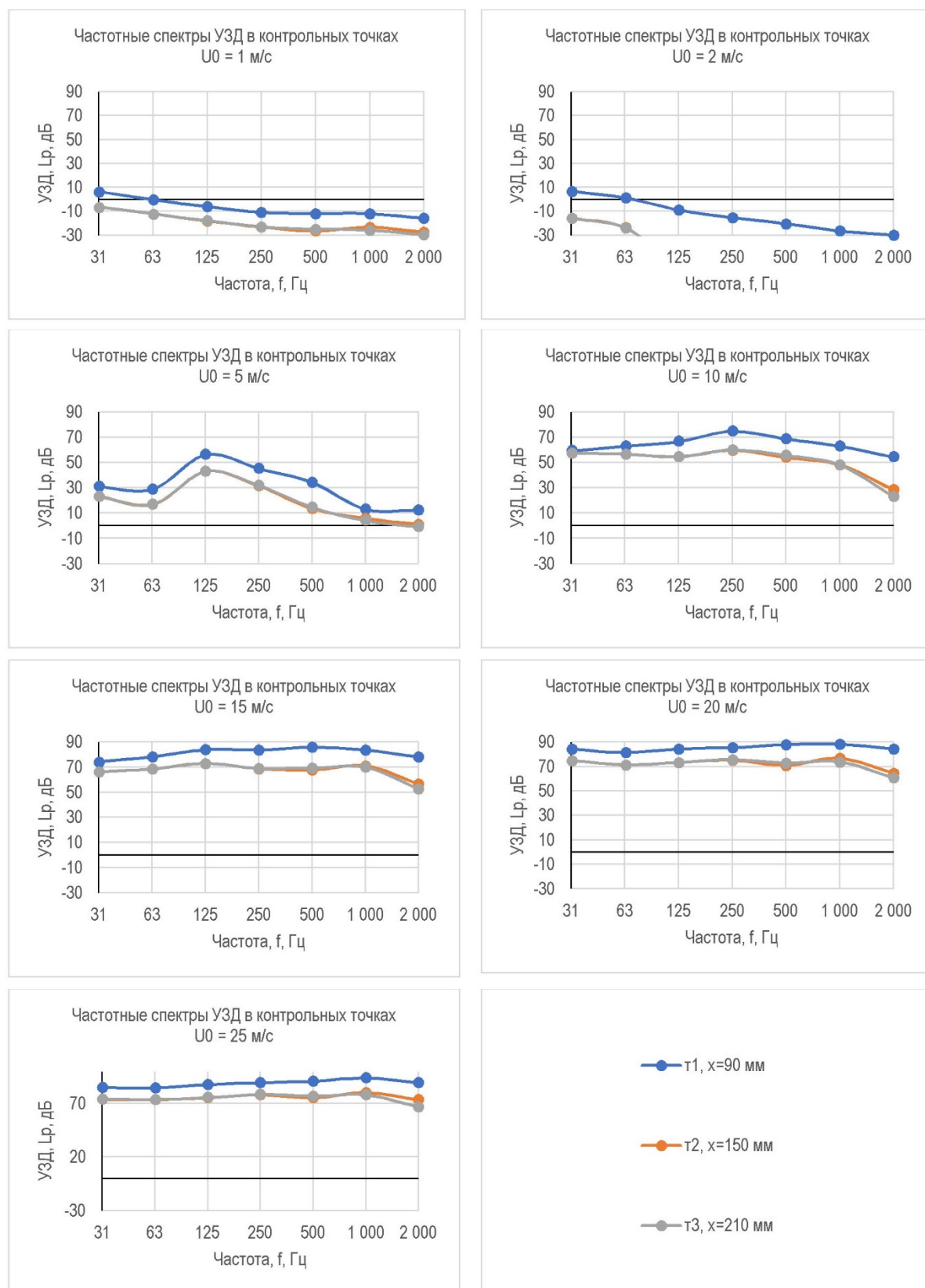


Рисунок 4 – Спектры УЗД, дБ, в расчетных точках 1, 2, 3 (т1, т2, т3) для вариантов скоростей на входе в клапан $u_0 = 1$ м/с; $u_0 = 2$ м/с; $u_0 = 5$ м/с; $u_0 = 10$ м/с; $u_0 = 15$ м/с; $u_0 = 20$ м/с; $u_0 = 25$ м/с.

С увеличением скорости u_0 с 5 м/с до 25 м/с наблюдается смещение максимума УЗД в полосу 250 Гц и далее 500 Гц и 1000 Гц. Максимальные значения УЗД в спектре выходного сечения из клапана при этом возрастают с 56 дБ до 94 дБ.

Практический интерес представляют зависимости уровней звукового давления (УЗД) L_p от перепада давлений снаружи и внутри помещения Δp в каждой исследуемой полосе частот f в расчетных точках 1 – 3 (Рисунки 5 – 7, пунктирные линии). Дисперсионный анализ двухпараметрической регрессий обнаружил, что влияние второго параметра – частоты f – статистически не значимо. Таким образом в логарифмических координатах получаем линейную регрессию $L_p = \lg(\Delta p) + a$.

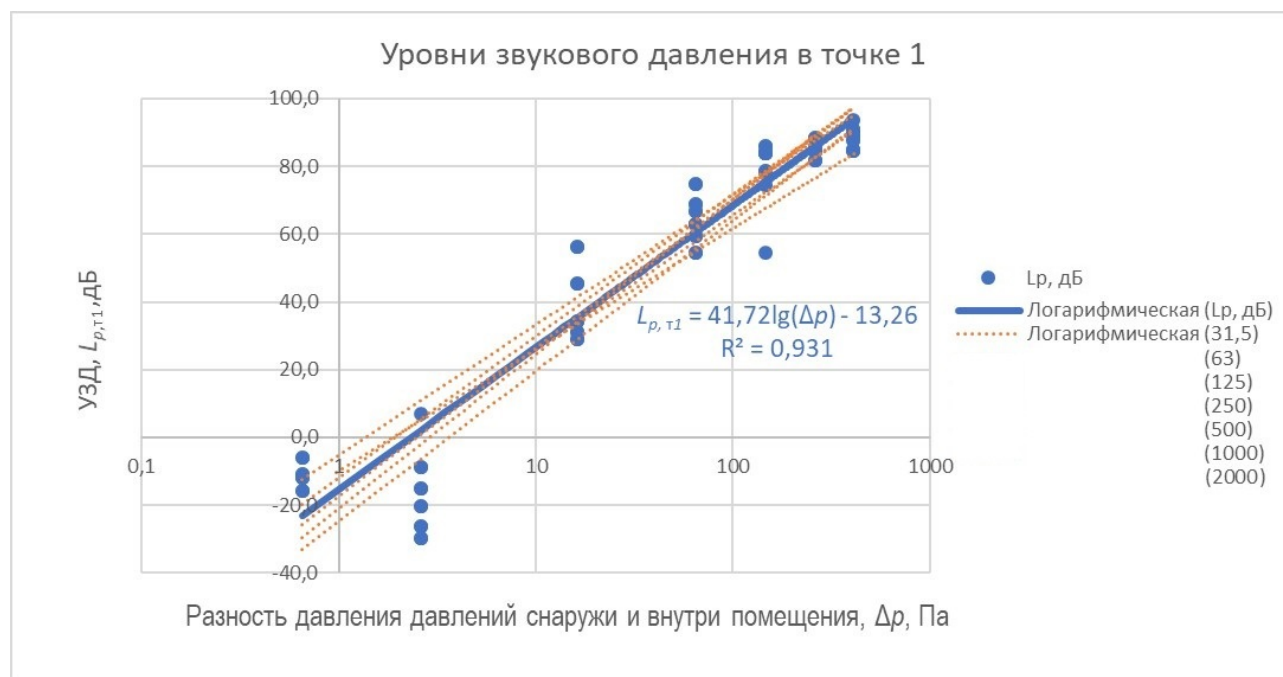


Рисунок 5 – Уровни звукового давления, $L_{p,1}$, дБ, в расчетной точке 1 (т1, на выходе из приточного клапана) в зависимости от разности абсолютных давлений снаружи и внутри помещения, Δp , Па

На выходе из щели клапана (в точке 1) эта зависимость имеет вид

$$L_{p,1} = 41,72 \lg(\Delta p) - 13,26, \quad (7)$$

где $L_{p,1}$ – уровни звукового давления на выходе из клапана в точке 1, дБ; Δp – разность абсолютных давлений снаружи и внутри помещения, м.

В точках 2 и 3, отстоящих от выходного сечения клапана на расстоянии соответственно 60 и 120 мм, зависимость УЗД от перепада давления имеет вид

$$L_{p,2} = 44,11 \lg(\Delta p) - 30,94, \quad (8)$$

$$L_{p,3} = 43,79 \lg(\Delta p) - 29,63, \quad (9)$$

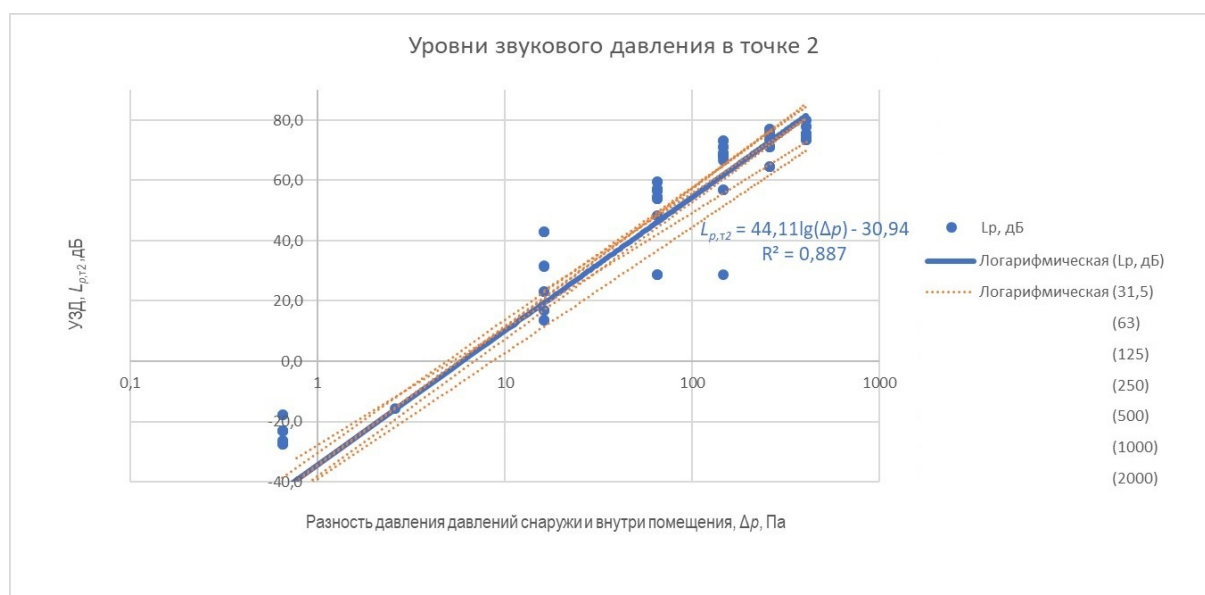


Рисунок 6 – Уровни звукового давления, $L_{p,2}$, дБ, в расчетной точке 2 (т2, на расстоянии 60 мм от приточного клапана) в зависимости от разности абсолютных давлений снаружи и внутри помещения, Δp , Па

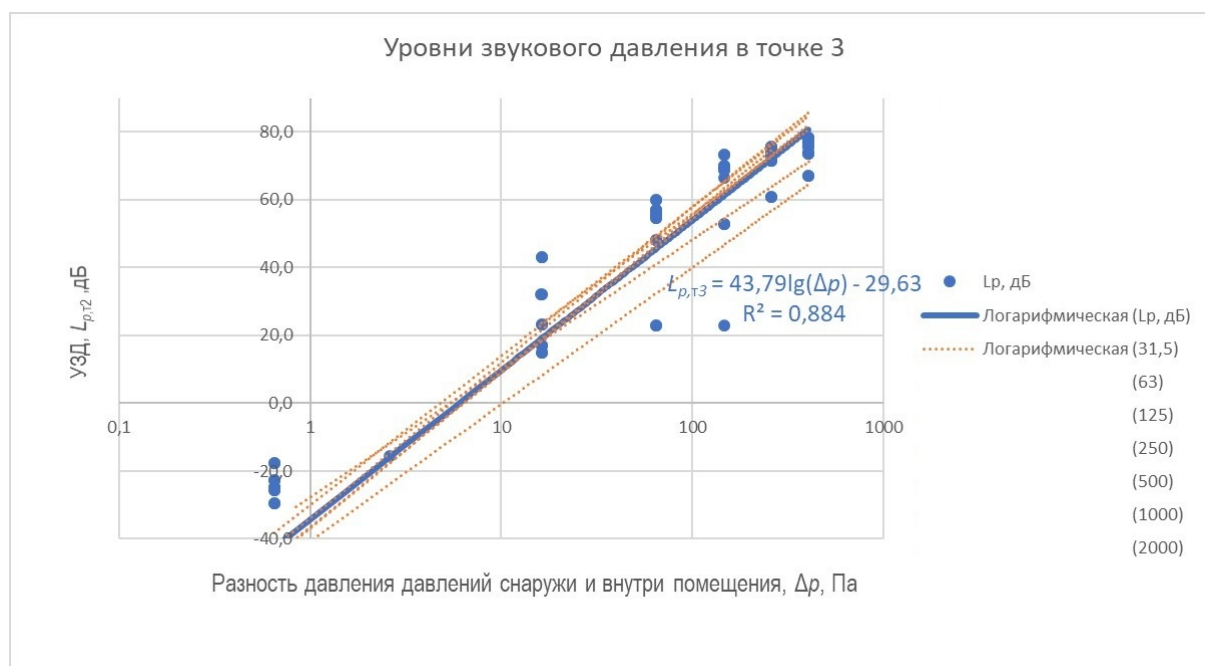


Рисунок 7 – Уровни звукового давления, $L_{p,3}$, дБ, в расчетной точке 3 (т3, на расстоянии 120 мм от приточного клапана) в зависимости от разности абсолютных давлений снаружи и внутри помещения, Δp , Па

Анализ качества моделей (7 – 9) выполнен на основе дисперсионного и статистического анализа полученных регрессий средствами MS Excel.

Значение критерия Стьюдента, например, для модели (7) равен $t(0,95; 44) = 2,018$, t -статистика для коэффициента при $\lg(\Delta p)$ равна 3,653, а для свободного коэффициента – 23,84. Поскольку по модулю коэффициенты t -статистики превышают критическое значение в обоих случаях, то оба коэффициента являются статистически значимыми. Также это подтверждается P -значением, которое для коэффициента при $\lg(\Delta p)$ равно

$0,7 \cdot 10^{-3}$, а для свободного коэффициента – $0,1 \cdot 10^{-24}$, что существенно меньше вероятности ошибки в 5% (0,05). Значение коэффициента корреляции между $lg(\Delta p)$ и $L_p R = 0,966 > 0,7$. Значит связь между ними сильная и прямая. При этом вариация переменной L_p на 93,35% объясняется вариацией $lg(\Delta p)$. Оставшиеся 6,65% изменчивости приходятся на другие факторы, не учтенные в модели (например, частотная полоса, особенности характеристик турбулентности и т.д.). Средняя ошибка аппроксимации составляет $3,26\% < 5\%$, что также подтверждает качество предложенной модели.

Аналогично выполнен анализ качества моделей (8) и (9), подтвердивший их статистическую значимость.

Согласно предложенной модели (7), генерация звука начинается при перепаде давления $\Delta p > 2,08$ Па или при скорости на входе в приточный клапан $u_0 > 1,79$ м/с. При перепаде давления $\Delta p = 10,8$ Па скорость на входе в клапан u_0 становится равной 4,09 м/с, а УЗД на выходе из клапана достигает 30 дБ.

Заключение

Построена численная модель возникновения звука вследствие турбулентных пульсаций в оконном щелевом приточном клапане на основе уравнений течения с использованием LES-модели турбулентности и уравнения Лайтхилла.

Проведен численный эксперимент в квази-3D-постановке для 7 вариантов разности давлений $\Delta p = [0,7; 2,9; 18,3; 73,2; 164,8; 262,9; 457,7]$ Па. Получены спектры уровней звука в диапазоне частот 0...2500 Гц. Получены зависимости уровня звукового давления на выходе из щели клапана от разности абсолютных давлений снаружи и внутри помещения, $L_p(\Delta p)$, позволяющая принимать адекватные проектные решения по применению щелевых оконных клапанов инфильтрации.

Установлено, что генерация звука начинается при перепаде давления $\Delta p > 2,08$ Па или при скорости на входе в приточный клапан $u_0 > 1,79$ м/с. При этом происходит резкое нарастание УЗД с ростом Δp . При перепаде давления $\Delta p = 8,26$ Па при перепаде давления $\Delta p = 10,8$ Па скорость на входе в клапан u_0 становится равной 4,09 м/с, а УЗД на выходе из клапана достигает 30 дБ.

В дальнейшей перспективе разработки темы исследования возможно выполнение следующих этапов:

- провести экспериментальную проверку полученных на численной модели зависимостей в натурных условиях;
- в разработанной численной модели аэродинамического потока с излучением пульсаций давления в звуковом спектре построить геометрию, соответствующую пониженному уровню шума;
- провести численные исследования с целью получения зависимости уровней звука от геометрических параметров канала.

Список использованных источников

1. Lighthill M.J. On sound generated aerodynamically. General Theory. Pt 1. // Proc. Roy. Soc. Ser. A. - 1952. V. 211. - P. 564-587. DOI: 10.1098/rspa. 1952.0060
2. Lighthill M.J. On sound generated aerodynamically: II. Turbulence as a source of sound. Proc. R. Soc. Lond. A. - 1954. V. 222. - P. 1-32. DOI:10.1098/rspa.1954.0049
3. Rossiter J.E. Wind-tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds // Aeronautical Research Council Reports and Memoranda. -

Technical Report N 3438, Oct. 1964. - London: Her Majesty's Stationery Office. - 1966. - 32 p.

4. Rockwell D., Naudascher E. Review – self-sustained oscillations of flow past cavities // ASME Journal of Fluids Engineering. - 1978. Vol. 100, P. 152-165. DOI:10.1115/1.3448624

5. Lafon P., Caillaud S., Devos J.P., Lambert C. Aeroacoustical coupling in a ducted shallow cavity and fluid/structure effects on a steam line // Journal of Fluids and Structures. -2003. - Vol. 18(6). - P. 695-713.

6. Копьев В.Ф., Чернышев С.А., Фараносов Г.А. О роли различных механизмов в излучении звука турбулентной струей // Вычислительный эксперимент в аэроакустике и аэродинамике: Сборник тезисов девятой российской конференции, Светлогорск, Калининградской области, 26 сентября - 01 октября 2022 года. - М.: Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, 2022. - С. 25-30. - DOI 10.20948/сеаа-2022.

7. Зайцев М.Ю., Копьев В.Ф. Механизм излучения звука турбулентностью вблизи твердого тела // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. - 2008. - N 1. - С. 98-109.

8. Беляев И.В., Копьев В.Ф., Миронов М.А. Акустическое излучение турбулентного пограничного слоя, образующегося над плоской гладкой границей // Акустический журнал. - 2024. - Т. 70, N 6. - С. 865-877. - DOI 10.31857/S0320791924060067.

9. Сухинов А.И., Проценко С.В., Проценко Е.А. Фильтрация натуральных данных для численного моделирования трехмерных турбулентных течений с применением подхода LES // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика. Механика. Физика». - 2022. - Т. 14, N 4. С. 40-51. DOI 10.14529/mmph220406

10. Воронков С.С. Об источниках аэродинамического шума в вязком теплопроводном газе // Noise Theory and Practice. - 2017. - Т. 3, N 3(9). - С. 31-38.

11. Кандрунин В.С., Фомина С.В. Численное предсказание шума, создаваемого аэродинамическим профилем при остановке, с использованием LES и акустической аналогии // Приоритеты мировой науки: новые подходы и актуальные исследования : сборник научных трудов по материалам XX Международной научно-практической конференции (Анапа, 30 августа 2021). - Анапа: Общество с ограниченной ответственностью «Научно-исследовательский центр экономических и социальных процессов» в Южном Федеральном округе, 2021. - С. 37-40.

12. Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations. Monthly Weather Review. - 1963. - Vol. 91, N 3, P. 99-164 DOI: 10.1175/1520-0493(1963)091<0099:gcewtp>2.3.co;2

13. Deardorff J.A. Numerical Study of Three-Dimensional Turbulent Channel Flow at Large Reynolds Numbers. Journal of Fluid Mechanics. - 1970. - Vol. 41, P. 453-480. DOI:10.1017/S0022112070000691

14. Sagaut P. Large Eddy Simulation for Incompressible Flows. -Third Edition. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2006. - 558 p. - ISBN - 3-540-26344-6.

15. Chenxi Xu, Tao Fang, Dong Liu, Wei Yang. A New Scale-Adaptive Hybrid RANS-LES Model Considering the Rotational Effect for Separated Flow Predictions // Physics of Fluids. - 2025. - Vol. 37, N 065113. - doi: 10.1063/5.0272228

16. СП 131.13330.2020 Строительная климатология. // Кодекс: [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/573659358> (дата обращения 19.06.2025).

17. СП 50.13330.2024 Тепловая защита зданий // Кодекс: [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1306326592> (дата обращения 19.06.2025).

18. СП 20.13330.2016 Нагрузки и воздействия // Кодекс: [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/456044318> (дата обращения 19.06.2025).

19. ГОСТ 23337–2014 Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий. Издание официальное. М.: Стандартинформ, 2015. – 29 с.

20. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. - М.: Логос, 2010. – 424 с. - ISBN 978-5-98704-520-6.

References

1. Lighthill M.J. On sound generated aerodynamically. General Theory. Pt 1. // Proc. Roy. Soc. Ser. A. - 1952. V. 211. - P. 564-587. DOI: 10.1098/rspa.1952.0060

2. Lighthill M.J. On sound generated aerodynamically: II. Turbulence as a source of sound. Proc. R. Soc. Lond. A. - 1954. V. 222. - P. 1-32. DOI:10.1098/rspa.1954.0049

3. Rossiter J.E. Wind-tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds // Aeronautical Research Council Reports and Memoranda. - Technical Report N 3438, Oct. 1964. - London: Her Majesty's Stationery Office. - 1966. – 32 p.

4. Rockwell D., Naudascher E. Review – self-sustained oscillations of flow past cavities // ASME Journal of Fluids Engineering. - 1978. Vol. 100, P. 152-165. DOI:10.1115/1.3448624

5. Lafon P., Caillaud S., Devos J.P., Lambert C. Aeroacoustical coupling in a ducted shallow cavity and fluid/structure effects on a steam line // Journal of Fluids and Structures. -2003. - Vol. 18(6). - P. 695-713.

6. Kopyev V.F., Chernyshev S.A., Faranosov G.A. On the role of various mechanisms in the emission of sound by a turbulent jet // Computational experiment in aeroacoustics and aerodynamics: Book of abstracts of the 9th Russian conference, Svetlogorsk, Kaliningrad region, September 26 - October 01, 2022. - М.: Keldysh Institute of Applied Mathematics of Russian Academy of Sciences, 2022. - P. 25-30. – DOI 10.20948/ceaa-2022.

7. Zaitsev M.Yu., Kopyev V.F. Mechanism of sound radiation by turbulence near a rigid body // Fluid Dynamics. - 2008. – Vol. 43. - P. 86-96.

8. Belyaev I.V., Kopyev V.F., Mironov M.A. Acoustic radiation of a turbulent boundary layer formed above a flat smooth boundary // Akusticheskij Zhurnal. - 2024. - Vol. 70, N 6. - P. 865-877. – DOI 10.31857/S0320791924060067.

9. Sukhinov A.I., Protsenko S.V., Protsenko E.A. Field data filtering for the digital simulation of three-dimensional turbulent flows using the LES approach // Bulletin of the South Ural State University Series 'Mathematics. Mechanics. Physics'. - 2022. - Vol. 14, N 4. P. 40-51. DOI 10.14529/mmph220406

10. Voronkov S.S. On the noise source of the boundary layer of a viscous heat-conducting gas // Noise Theory and Practice. - 2017. - Vol. 3, N 3(9). - P. 31-38.

11. Kandrunin V.S., Fomina S.V. Numerical prediction of noise generated by an aerodynamic profile during a stop, using LES and acoustic analogy // Priorities of world science: new approaches and current research: collection of scientific papers based on the materials of the XX International scientific and practical conference (Anapa, August 30, 2021). - Anapa: Limited Liability Company 'Research Center for Economic and Social Processes' in the Southern Federal District, 2021. - P. 37-40.

12. Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations. Monthly Weather Review. - 1963. - Vol. 91, N 3, P. 99-164 DOI: 10.1175/1520-0493(1963)091<0099:gcewtp>2.3.co;2

13. Deardorff J.A. Numerical Study of Three-Dimensional Turbulent Channel Flow at Large Reynolds Numbers. Journal of Fluid Mechanics. - 1970. - Vol. 41, P. 453-480. DOI:10.1017/S0022112070000691

14. Sagaut P. Large Eddy Simulation for Incompressible Flows. -Third Edition. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2006. – 558 p. – ISBN - 3-540-26344-6.
15. Chenxi Xu, Tao Fang, Dong Liu, Wei Yang. A New Scale-Adaptive Hybrid RANS-LES Model Considering the Rotational Effect for Separated Flow Predictions // Physics of Fluids. - 2025. - Vol. 37, N 065113. - doi: 10.1063/5.0272228
16. SP 131.13330.2020 Civil Engineering climatology // Кодекс: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/573659358> (date of reference 19.06.2025).
17. SP 50.13330.2024 Thermal protection of buildings // Кодексы: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1306326592> (дата обращения 19.06.2025).
18. SP 20.13330.2016 Loads and impacts // Кодексы: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/456044318> (date of reference 19.06.2025)
19. GOST 23337–2014 Noise. Methods for measuring noise in residential areas and in residential and public buildings. Official publication. M.: Standartinform, 2015. – 29 p.
20. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook - M.: Logos, 2010. – 424 p. - ISBN 978-5-98704-520-6.

УДК: 534.833.5

OECD: 1.03

Расчётно-экспериментальные исследования настройки резонатора Гельмгольца при малых скоростях потока

Коньшина А.С.^{1*}, Матасова О.Ю.², Юдин С.И.³, Надарейшвили Г.Г.⁴¹Инженер-исследователь,²Ассистент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, РФ,³Главный специалист,⁴Д.т.н., заместитель Генерального Директора по науке
^{1,3,4}НАМИ, Москва, РФ

Аннотация

Проведено исследование влияния потока газа на акустические характеристики резонаторов Гельмгольца, применяемых в системе выпуска автомобилей, которое определяется изменением спектра шума выпуска. Интерес представляли режимы холостого хода и начала разгона автомобиля (повышение оборотов и нагрузки двигателя) – скорости потока отработавших газов до 20 м/сек или 0,05 Маха. Целью работы является выявление закономерностей влияния малых скоростей потока отработавших газов на настройку собственной частоты резонатора. Расчётные исследования осуществлены методом конечно-элементного моделирования в программном комплексе Comsol Multiphysics изготовленного образца резонатора Гельмгольца. Представлены экспериментальные результаты замеров акустических характеристик этого резонатора, которые были получены на специально подготовленном стенде, позволяющем проводить акустические испытания с заданием потока воздуха. Полученные значения спектров акустической эффективности резонатора подтвердили теоретические ожидания по изменениям частотных и амплитудных характеристик резонатора, в том числе уменьшение резонансной частоты при малых скоростях потока.

Ключевые слова: расчёт, эксперимент, система выпуска, резонатор, потери передачи

Computational and experimental studies of Helmholtz resonator tuning at low flow rates

Konshina A.S.^{1*}, Matasova O.Yu.², Yudin S.I.³, Nadareishvili G.G.⁴¹Research Engineer,²Assistant Professor, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,³Chief Specialist,⁴Ph.D., Deputy Director General for Science^{1,3,4}NAMI, Moscow, Russia

Abstract

The influence of the gas flow on the acoustic characteristics of Helmholtz resonators used in the car exhaust system, which is determined by the change in the exhaust noise spectrum, has been studied. Of interest were the modes of idling and the beginning of acceleration of the car (increasing engine speed and load) – the exhaust gas flow rate up to 20 m/ sec or 0.05 Mach. The purpose of this work was to identify patterns of the influence of low exhaust gas flow rates on the tuning of the resonator's natural frequency. Computational studies were carried out using the finite element modeling method in the Comsol Multiphysics software package of a manufactured Helmholtz resonator sample. The experimental results of measurements of the acoustic

*E-mail: alevtina.konshina@nami.ru (Коньшина А.С.)

characteristics of this resonator are presented, which were obtained on a specially prepared stand that allows acoustic tests to be carried out with the specified air flow. The data obtained confirmed theoretical expectations for changes in the frequency and amplitude characteristics of the resonator, including a decrease in the resonant frequency at low flow rates.

Keywords: calculation, experiment, exhaust system, resonator, transmission loss

Введение

Проведено большое количество исследований, посвященных изучению подавления шума разнообразными компонентами, в том числе акустическими резонаторами Гельмгольца [1-3]. Спецификой автомобильных глушителей шума является их функционирование в условиях высокотемпературного газового потока. Варьирование температуры и скорости потока отработавших газов при изменении оборотов и нагрузки двигателя вызывает изменение скорости звука и, как следствие, изменение частотной настройки резонаторов, а присутствие самого потока порождает турбулентности, влияющие как на частотную настройку, так и на амплитуду акустической эффективности как резонаторов, так и всей системы выпуска. Было выполнено большое количество теоретических и экспериментальных исследований по проблеме взаимодействия акустических волн с потоком газовой среды [4, 5]. Выявлено влияние двух противоположных явлений на характеристику резонансной частоты. При преобладании турбулентности смещение собственной частоты резонатора Гельмгольца происходит в область низких частот, а влияние конвективного потока приводит к увеличению резонансной частоты. Полученные результаты позволили применить их в расчетных программах конечно-элементного моделирования типа «Мультифизика», в которых результаты газодинамических расчетов переносятся в акустическую расчетную модель [6].

Анализ информации, представляющей различные математические и расчетные модели резонаторов Гельмгольца и имеющих некоторую экспериментальную сравнительную базу показывает, что рассматриваются скорости потока, превышающие 0,05 Маха (M), а задачей исследования ставится диапазон малых скоростей 5 – 20 м/сек ($M = 0,015 - 0,05$) – диапазон режима холостого хода и начала разгона автомобиля (повышение оборотов и нагрузки двигателя).

В качестве исходной информации принята работа [7], в которой наряду с теоретическими, приводятся экспериментальные результаты исследования классического резонатора Гельмгольца. Было получено следующее изменение параметров настройки резонатора: с увеличением скорости потока пик кривой потерь передач сдвигается в высокочастотную область. При этом амплитуда акустической эффективности уменьшается. В приведенной статье с результатами расчетов и экспериментов также приведены результаты только для скоростей $M = 0$ (без потока), $M = 0,05$ и $M = 0,1$

Проведение расчетов с геометрией рассмотренного резонатора показало совпадение результатов для $M = 0,05$ и $0,1$, но для небольших скоростей амплитуда пика смещается в низкочастотную область, и смена тенденции к увеличению частоты наблюдается после определенного значения скорости между $M = 0,03$ и $0,04$ (рисунок 1).

Были проведены расчеты настройки резонаторов Гельмгольца с разной геометрией, в том числе по схеме, применяемой в серийной системе выпуска. Результаты подтвердили отмеченную выше тенденцию (рисунок 2).

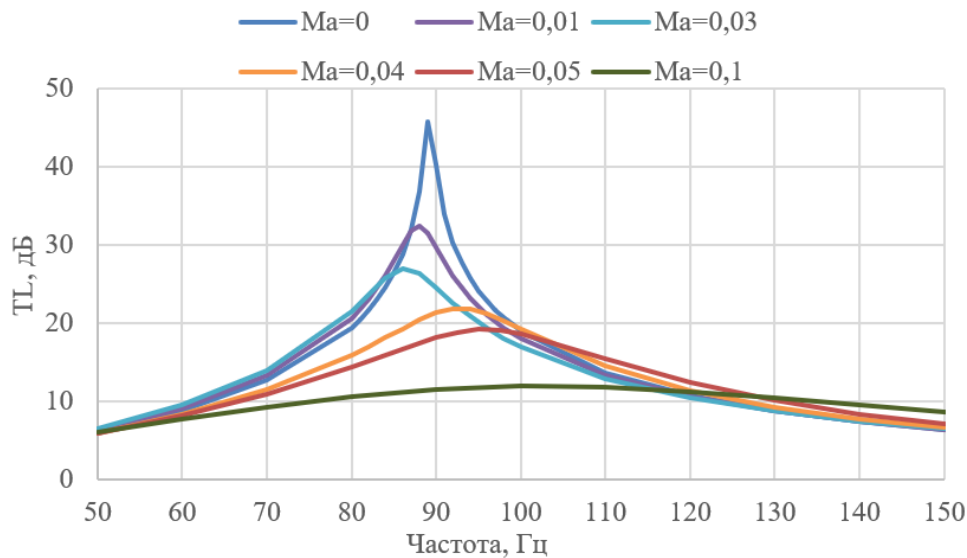


Рисунок 1 – Результаты расчетов резонатора [7] с расширенным диапазоном скоростей

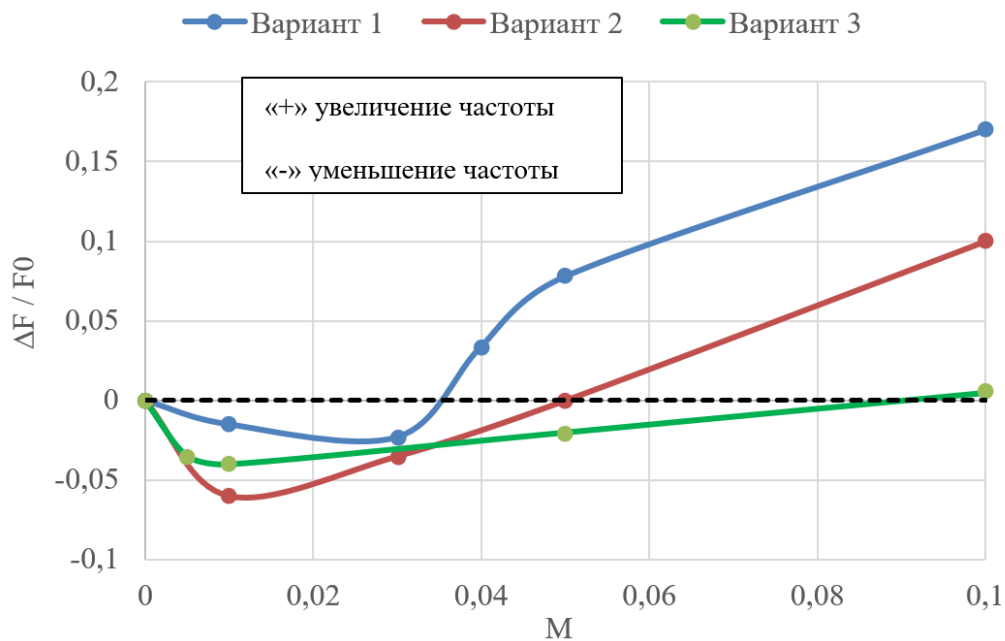


Рисунок 2 – Относительное изменение ΔF резонансной частоты F_0 в зависимости от относительной скорости потока (число Маха)

Приведенные данные расчетов поставили задачу получить экспериментальное подтверждение полученных результатов.

1 Расчёт акустических характеристик резонатора Гельмгольца с учетом потока методом конечных элементов

В качестве опытного образца резонатора Гельмгольца использована готовая конструкция, спроектированная и изготовленная для практического применения на автомобиле. Отрезок выпускной трубы диаметром 76 мм соединен с двумя последовательно расположенными резонаторами Гельмгольца, представляющими из себя цилиндрический объем, соединенный трубкой («горлом резонатора») с трубой. 3D модель опытного резонатора приведена на рисунке 3.

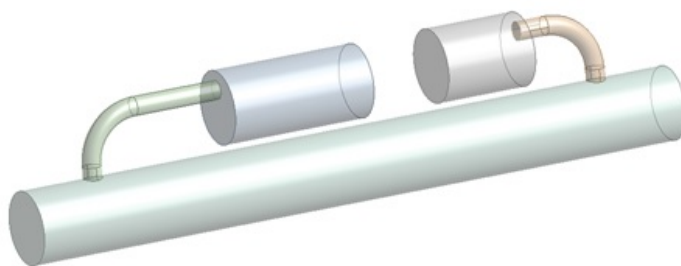


Рисунок 3 – 3D модель опытного образца резонаторов

Расчет акустической эффективности при наличии потока газов проводится с применением расчетного пакета Comsol Multiphysics, в котором последовательно создается расчетная газодинамическая модель с соответствующим разбиением пристеночных вязкостных слоев и размельчением сетки у горла резонатора (рисунок 4), добивается сходимость расчетной модели, полученные газодинамические параметры переносятся на предварительно подготовленную акустическую конечно-элементную модель, в которой проводятся расчеты спектра акустической эффективности TL [6].

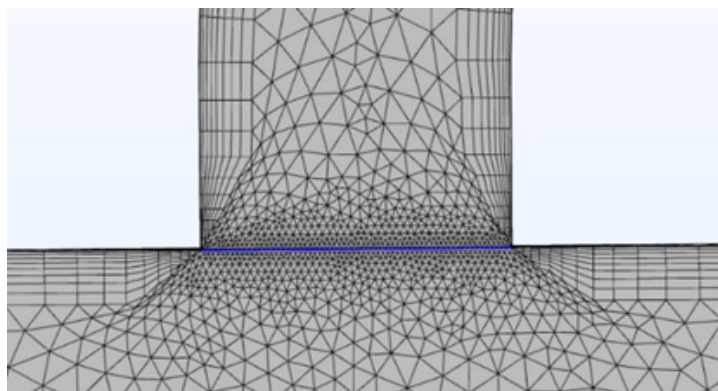


Рисунок 4 – Элемент сетки газодинамических расчетов

Изготовленный опытный образец из двух рядом расположенных резонаторов Гельмгольца представляет из себя довольно сложную акустическую и газодинамическую систему, в которой присутствует взаимное влияние резонаторов. На первом этапе проведен расчет одного резонатора с подробной оценкой влияния потока. На рисунке 5 приведена расчетная модель, на рисунке 6 – результаты акустических расчетов с учетом газодинамики, на рисунке 7 – относительное изменение резонансной частоты в зависимости от скорости потока в сопоставлении с результатами предыдущих расчетов.

Как можно видеть, результаты хорошо согласуются с результатами для других вариантов резонатора Гельмгольца. Уменьшение резонансной частоты наблюдается для всех вариантов геометрии резонаторов от нулевой скорости потока до величин $0,035 - 0,05 - 0,09$ – более $0,1$ Маха. Дальнейшее увеличение скорости потока приводит к увеличению резонансной частоты относительно начальной (без потока).

Кроме определенных сложностей учета взаимовлияния двух рядом расположенных резонаторов Гельмгольца, можно оценить влияние на результат и конструктивных особенностей испытательного стенда. Общий вид стенда приведен на рисунке 8, схема стенда – на рисунке 9. Для исключения влияния выходного акустического импеданса стенда (пересчет на согласованную нагрузку) применялся «метод двух нагрузок» – повторение испытаний с двумя разными акустическими нагрузками (поглотителями) на выходе стенда [8].

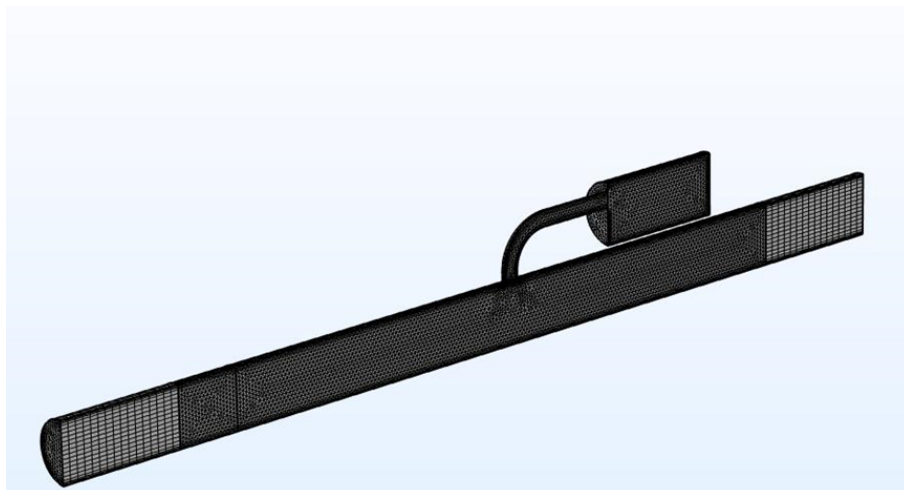


Рисунок 5 – Конечно-элементная модель

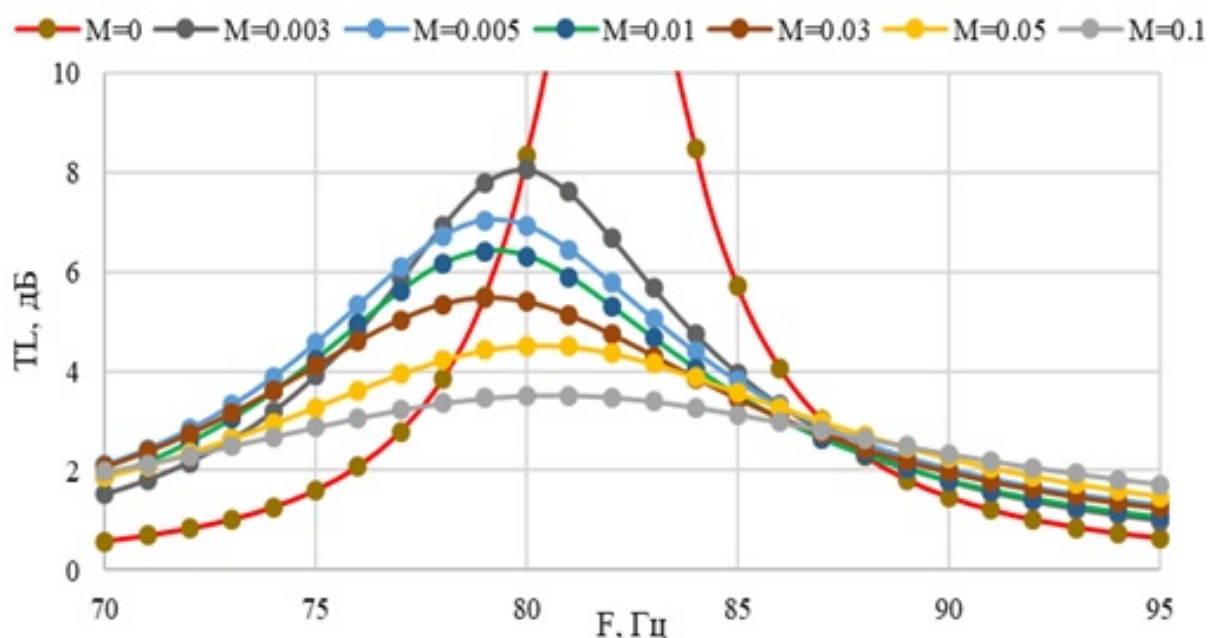


Рисунок 6 – Результаты акустических расчетов первого резонатора Гельмгольца из опытного образца резонаторов

Первый поглотитель выполнен в виде отрезка перфорированной трубы, вокруг которого закреплен расширяющийся конус. Объем между ними заполнен звукопоглотителем. В качестве второго поглотителя применялся пластиковый конус без поглотителя. На входе и выходе резонатора установлены микрофонные блоки с микрофонами 1 и 2 на входе, 3 и 4 на выходе. При обработке измерений применялся известный «метод двух микрофонов» [9], когда по результатам измерений двумя рядом расположенными микрофонами определяется звуковое давление падающей и отраженной волны в комплексном виде и далее определяется спектр акустической энергии W_{in} , входящей в блок резонаторов и спектр акустической энергии W_{out} , выходящей из блока резонаторов. Разность энергий в логарифмическом масштабе и определяет акустический параметр потери передачи TL (Transmission Loss): $TL = 10 \log (W_{in}/W_{out})$.

Особенностью проведенных стендовых испытаний является подача воздуха в измерительный тракт с радиальной составляющей скорости потока (рисунок 10).

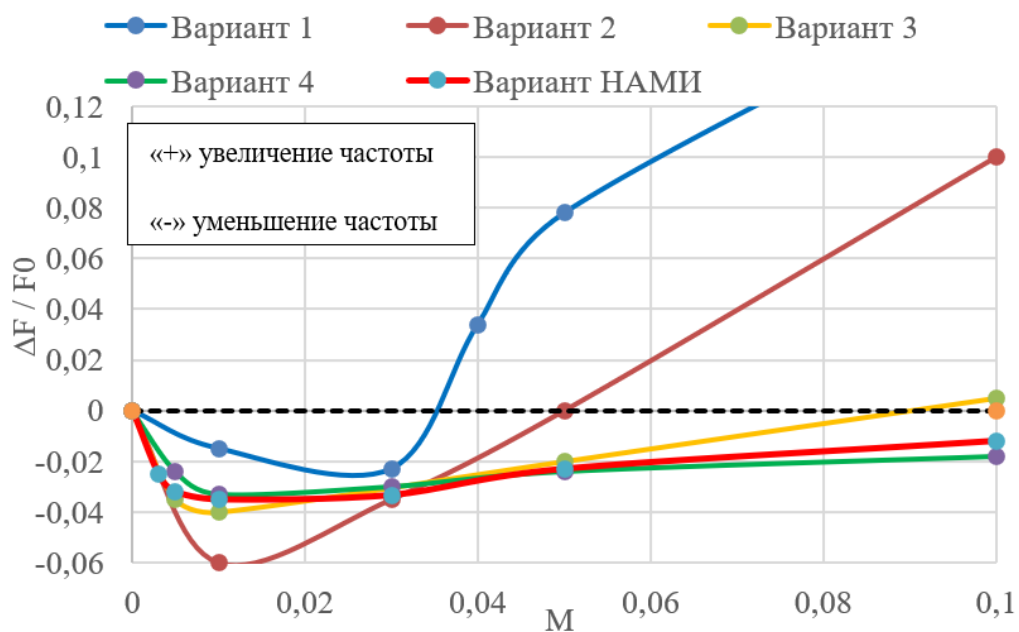


Рисунок 7 – Сравнение относительного изменения резонансной частоты в зависимости от скорости потока (M – число Маха).



Рисунок 8 – Общий вид стенда

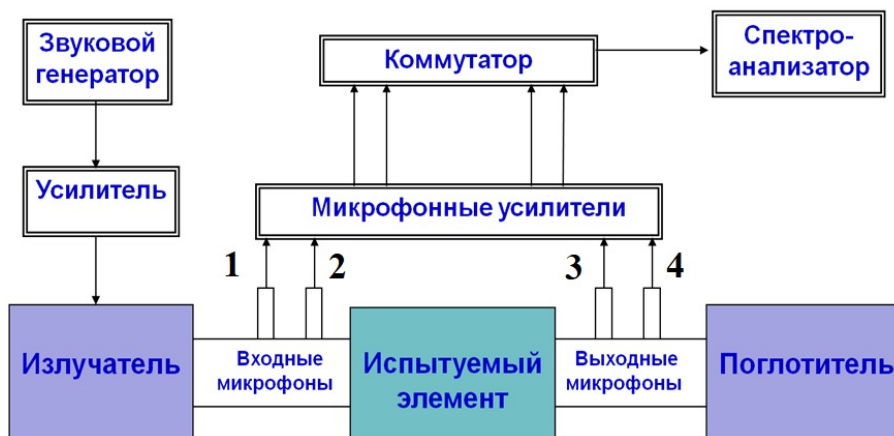


Рисунок 9 – Схема стенда

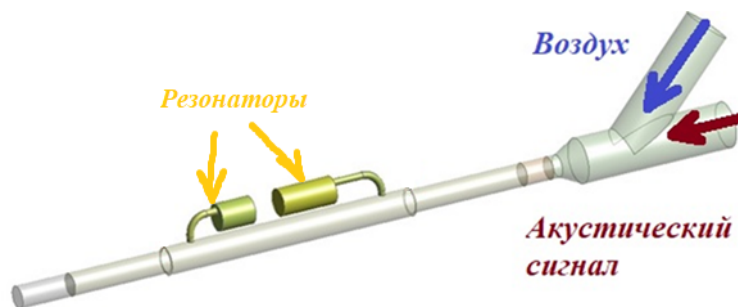


Рисунок 10 – 3D модель стенда

Влияние боковой подачи воздуха в измерительный тракт можно оценить по результатам газодинамического расчета.

Примеры результатов газодинамических расчетов приведены на рисунках 11 – 13.

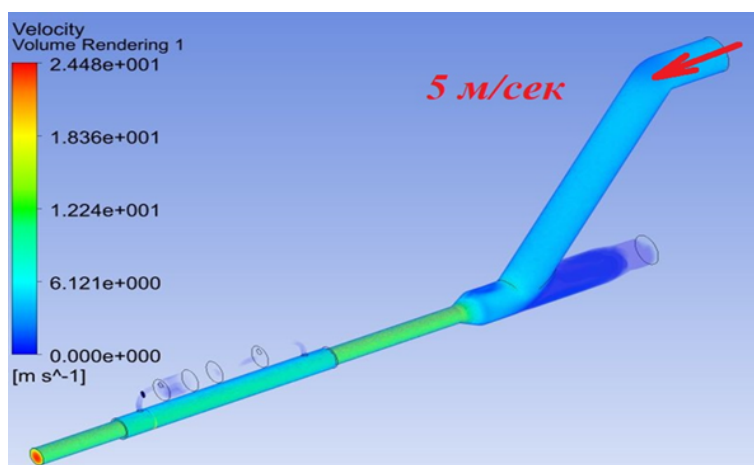


Рисунок 11 – Распределение скорости потока при входной скорости 5 м/сек (средняя скорость потока в волноводе блока резонаторов – 15 м/сек).

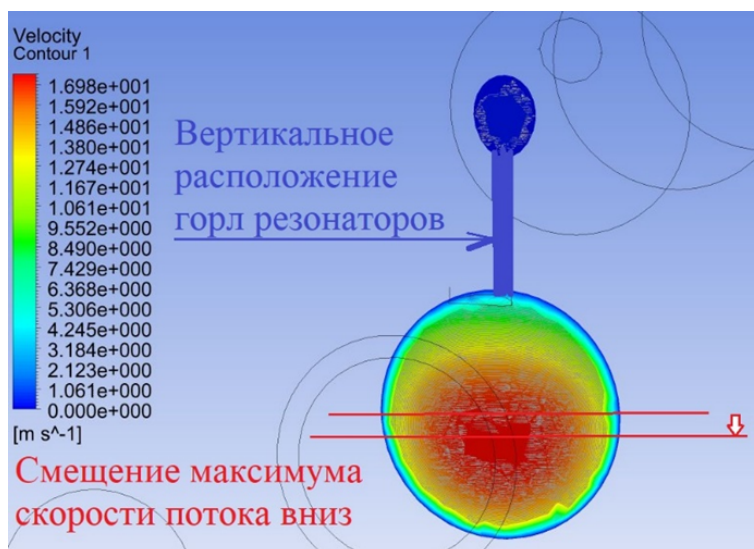


Рисунок 12 – Распределение скорости в сечении, проходящем через горло резонатора. Горла резонаторов расположены по вертикали.

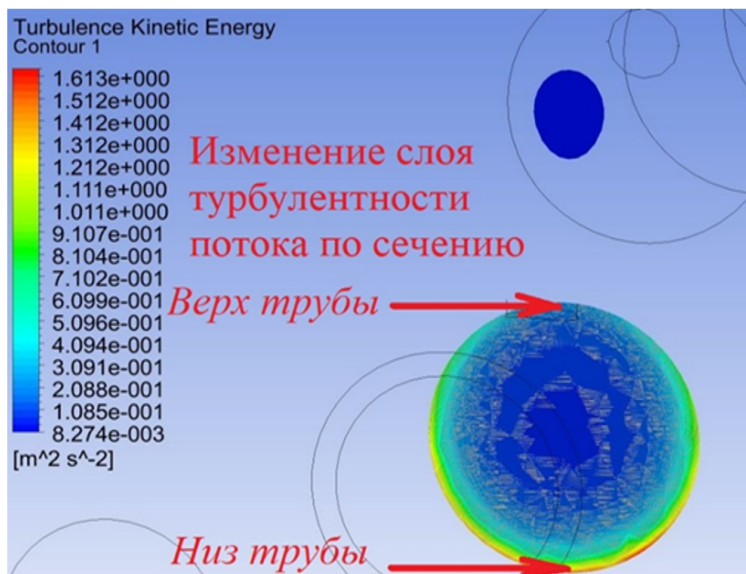


Рисунок 13 – Турбулентная кинетическая энергия (ТКЕ) по сечению волновода.

Вертикальная составляющая скорости подаваемого потока «поджимает» поток к низу труб всего измерительного тракта: смещается максимум скорости потока, а пристеночная турбулентность максимально генерируется у нижней стенки, со средней степенью – у боковых стенок и отсутствует у верхней стенки. Для задания усредненных граничных условий у горл резонаторов можно повернуть резонатор на 90° , расположив горла горизонтально. Результаты расчетов приведены на рисунках 14 и 15.

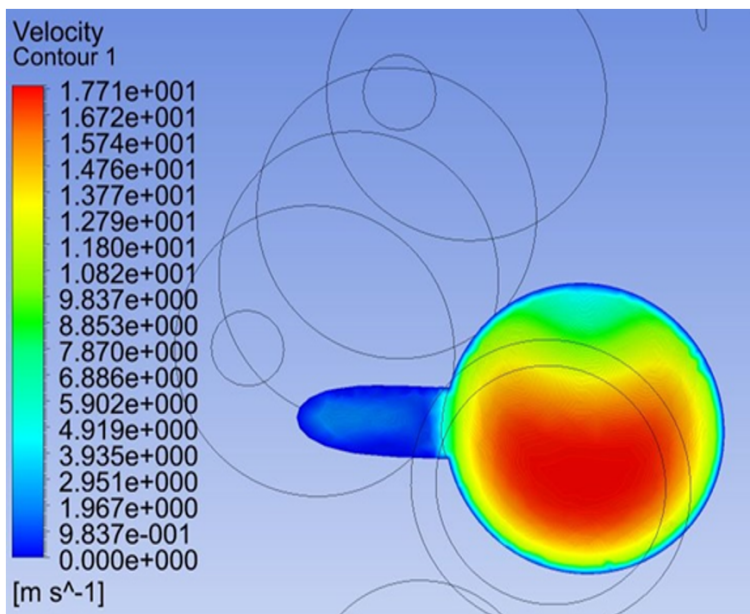


Рисунок 14 – Скорость в сечении. Горла резонаторов – по горизонтали

Как можно видеть, у горл резонаторов оказываются некоторые усредненные параметры потока. При проведении экспериментальных измерений блок резонаторов устанавливался с горизонтальным положением горл.

Результаты расчетов приведены на рисунке 16. Значения скоростей потока обозначены числом Маха и соответствуют:

$$M=0,015 - 5 \text{ м/сек}; M=0,03 - 10 \text{ м/сек}; M=0,06 - 20 \text{ м/сек}.$$

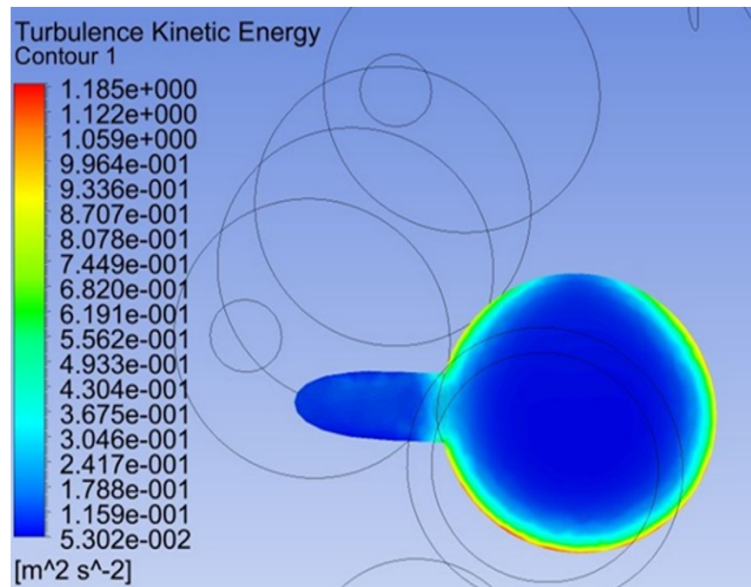


Рисунок 15 – Распределение турбулентности (ТКЕ). Горла резонаторов – горизонтально

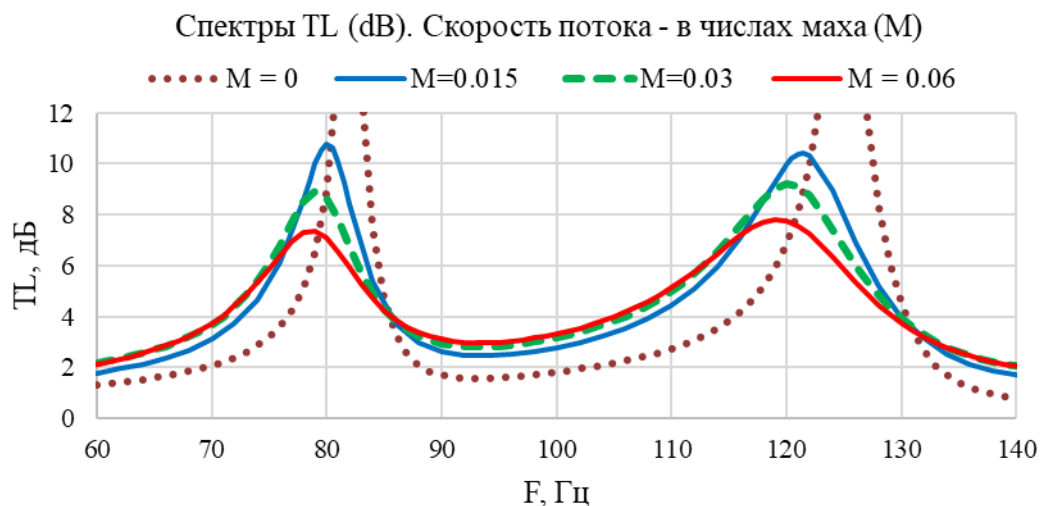


Рисунок 16 – Расчетные спектры TL блока резонаторов с потоком

Резонансные частоты с 82,5 Гц и 126,5 Гц (при $M=0$) сместились в низкочастотную область и прослеживается уменьшение частот с ростом скорости потока. Амплитуды пиков резко уменьшились по сравнению с расчетом без потока и равномерно уменьшаются с ростом скорости.

2 Экспериментальные результаты замеров акустических характеристик резонатора Гельмгольца

Акустическое возбуждение задавалось методом сканирования по частоте в диапазоне 50 – 150 Гц за 2 секунды. Усреднение набиралось не менее, чем по 50 сканированиям. Амплитуда сигнала устанавливалась до достижения коэффициента корреляции между сигналами с двух микрофонов каждого микрофонного блока не менее 0,95 и при максимальной скорости 20 м/сек достигала 120 дБ. Поочередно устанавливались две акустические нагрузки.

Обработка результатов измерений проводилась по математике алгоритма «метода двух микрофонов» и алгоритма «метода двух нагрузок» в единой расчетной программе

в среде MathCAD. Результирующие спектры испытаний приведены на рисунках 17 – 19, результаты испытаний – в таблицах 1 и 2.

Усредненные по результатам всех проведенных испытаний резонансные частоты первого и второго резонатора остаются неизменными (в пределах ошибки измерений) вне зависимости от скорости потока, но сдвинуты в низкочастотную область на 2,5 Гц и 4 Гц соответственно относительно частот без потока. Усредненные по результатам всех проведенных испытаний амплитуды резонансных пиков больше расчетных значений, но повторяют тренд зависимости от скорости потока (рисунок 20).

Расчет по нагрузке №1

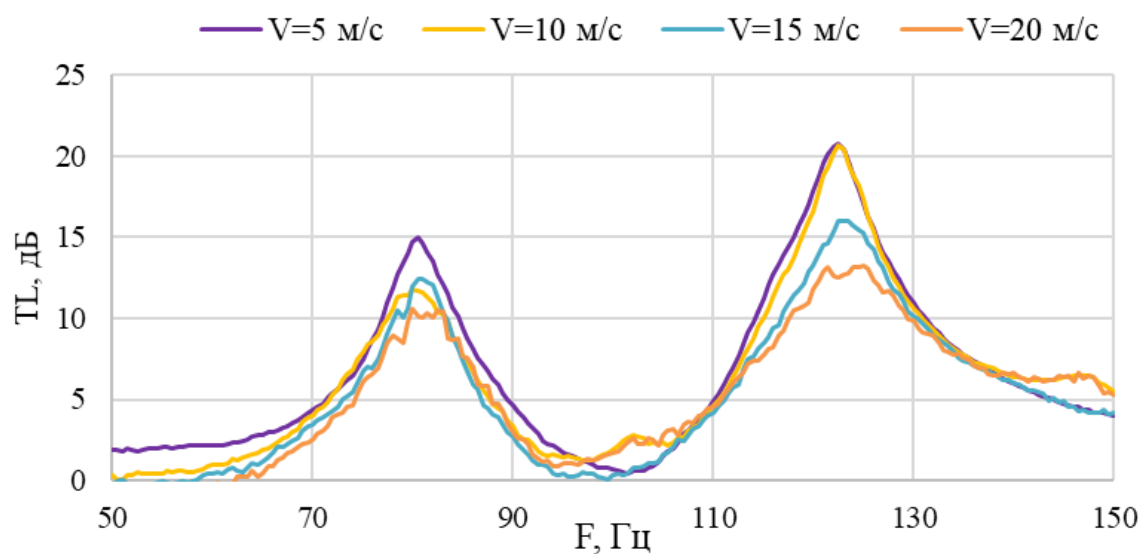


Рисунок 17 – Экспериментально полученные спектры TL. Нагрузка №1

Расчет по нагрузке №2

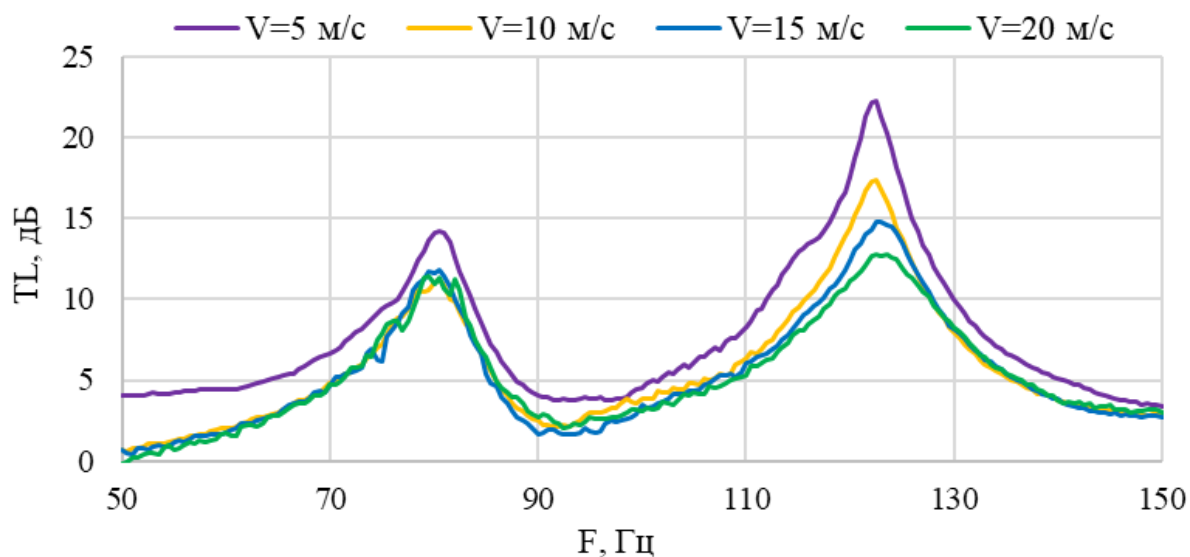


Рисунок 18 – Экспериментально полученные спектры TL. Нагрузка №2

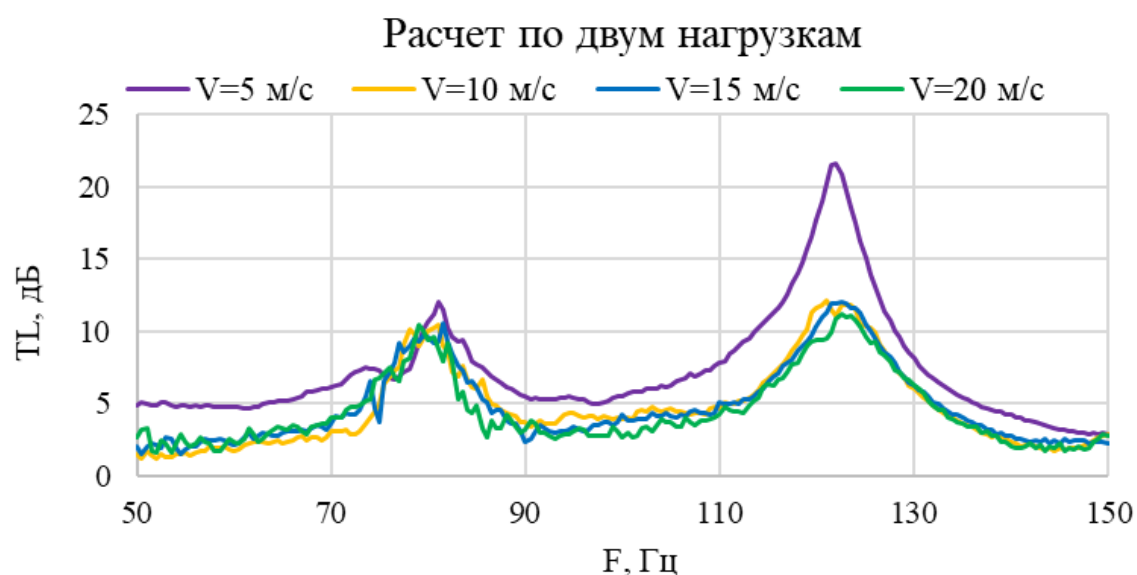


Рисунок 19 – Экспериментально полученные спектры TL. Две нагрузки

Таблица 1 – Результаты испытаний

Метод расчетной обработки результатов измерений	Метод двух нагрузок: № 1 – «Рупор»; № 2 – пластиковый конус.				Одна нагрузка, разделение на падающую и отраженную волну. Нагрузка № 1				Одна нагрузка, разделение на падающую и отраженную волну. Нагрузка №2			
	Резонатор 1		Резонатор 2		Резонатор 1		Резонатор 2		Резонатор 1		Резонатор 2	
Параметр пика: F – частота; A – амплитуда.	F (Гц)	A (дБ)	F (Гц)	A (дБ)	F (Гц)	A (дБ)	F (Гц)	A (дБ)	F (Гц)	A (дБ)	F (Гц)	A (дБ)
Скорость 5 м/сек	81	11	122	21	81	14	123	20	81	13	122	22
Скорость 10 м/сек	80,5	11	122	12	80,5	12	123	20	81	11	122,5	17
Скорость 15 м/сек	80	11	123	12	81	12	124	16	80,5	12	122,5	15
Скорость 20 м/сек	80	11	123	11	82	10	124	13	80	11	123	13

Таблица 2 – Итоговые усредненные результаты

Резонансный пик	Резонатор 1		Резонатор 2	
Параметр пика: F – частота; A – амплитуда	F (Гц)	A (дБ)	F (Гц)	A (дБ)
Скорость 5 м/сек	80,7	13,2	122,2	20,7
Скорость 10 м/сек	80,6	12,2	122,4	18,7
Скорость 15 м/сек	80,5	11,7	123,0	15,2
Скорость 20 м/сек	80,8	11,4	123,2	12,5

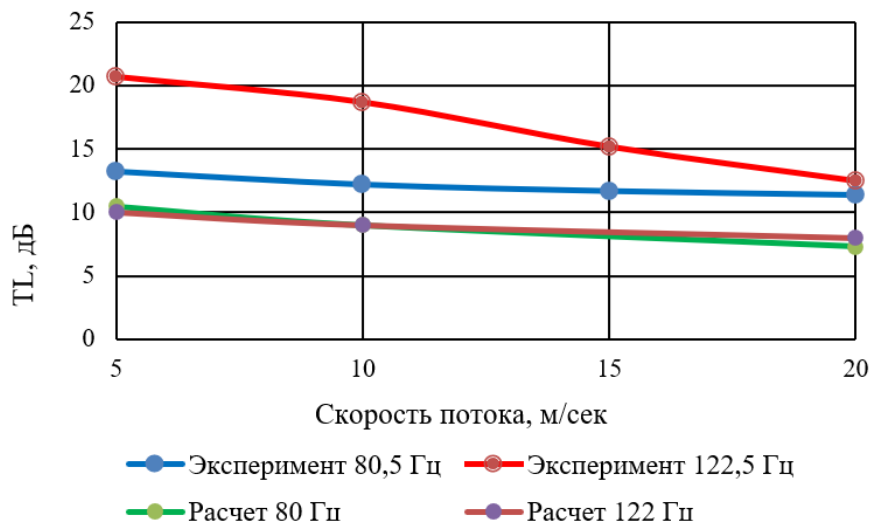


Рисунок 20 – Зависимость амплитуды резонансного пика от скорости потока

Заключение

Результаты расчетов по конечно-элементным моделям пяти вариантов геометрии резонаторов Гельмгольца, в том числе резонатора с горлом «кольцевого типа», примененного в серийном исполнении системы выпуска, показали сдвиг резонансной частоты при малых скоростях потока в область низких частот с дальнейшим увеличением частоты с увеличением скорости потока.

Полученные результаты испытаний опытного блока резонаторов подтвердили сдвиг резонансной частоты резонаторов Гельмгольца в низкочастотную область при наличии потока с небольшой скоростью до 20 м/сек по сравнению с испытаниями без потока.

Величина сдвига по частоте совпадает с расчетными значениями в пределах ошибки измерений и расчетов.

Отличие экспериментальных значений амплитуд пиков в зависимости от скорости потока от расчетных объясняется спецификой конструкции стенда и опытного блока резонаторов:

- подача потока воздуха в акустический измерительный тракт с радиальной составляющей скорости потока;
- применением в опытном блоке резонаторов двух рядом расположенных резонаторов Гельмгольца, соединения горл которых с волноводом расположены рядом со стыком с микрофонными блоками.

Список использованных источников

1. Guan D., Zhao D., Ren Z. Aeroacoustic Attenuation Performance of a Helmholtz Resonator with a Rigid Baffle Implemented in the Presence of a Grazing Flow // International Journal of Aerospace Engineering. – 2020. – P. 1–16. DOI: 10.1155/2020/8814039
2. Крылова А.С., Юдин С.И., Глазков А.О., Надарейшвили Г.Г. Расчётные исследования настройки резонатора Гельмгольца, в конструкции которого волновод и горло резонатора находятся внутри объёма резонатора, с целью снижения уровня шума автомобиля // Труды НАМИ. – 2024. – № 3 (298).

3. Крылова А.С., Глазков А.О., Надарейшвили Г.Г., Юдин С.И. Расчётное исследование настройки совместно работающих резонаторов Гельмгольца // Акустика среды обитания. – 2024. – С. 226–236.
4. Kim H., Selamet A. Acoustic performance of a Helmholtz resonator with flow // International journal of vehicle noise and vibration. – 2011. – V. 7. – №. 4. – P. 285-305.
5. Kierkegaard, S. Boij, G. Efrainsson, A frequency domain linearized Navier-Stokes equations approach to acoustic propagation in flow ducts with sharp edges // Journal of the Acoustical Society of America – 2010. - V. 127. – P. 710-719.
6. Helmholtz Resonator with Flow: [Электронный ресурс]. – URL: https://www.comsol.com/model/download/737381/models.aco.helmholtz_resonator_with_flow.pdf (05.03.2022).
7. Selamet E., Dickey N.S., Novak J.M. Effect of flow on Helmholtz resonator acoustics: a three-dimensional computational study vs. experiments // SAE Technical Paper. – 2011. – № 2011-01-1521. DOI: 10.4271/2011-01-1521.
8. Seung-Ho Jang and Jeong-Guon Ih. Refined multiloop method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system// Journal of the Acoustical Society of America. – 2000. – V. 107 (6). – P. 3217-3225.
9. J.Y. Chung and D.A. Blaser. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory // Journal of the Acoustical Society of America. – 1980. – V. 68. – P. 914-921.

References

1. Guan D., Zhao D., Ren Z. Aeroacoustic Attenuation Performance of a Helmholtz Resonator with a Rigid Baffle Implemented in the Presence of a Grazing Flow // International Journal of Aerospace Engineering. – 2020. – P. 1–16. DOI: 10.1155/2020/8814039
2. Krylova A.S., Yudin S.I., Glazkov A.O., Nadareishvili G.G. Computational studies of Helmholtz resonator tuning where the waveguide and resonator neck are located inside the resonator volume for automotive noise reduction // NAMI Proceedings. – 2024. – № 3 (298).
3. Krylova A.S., Glazkov A.O., Nadareishvili G.G., Yudin S.I. Computational study of tuning cooperatively working Helmholtz resonators // Habitat Acoustics 2024. – 2024. – P. 226–236.
4. Kim H., Selamet A. Acoustic performance of a Helmholtz resonator with flow // International journal of vehicle noise and vibration. – 2011. – V. 7. – №. 4. – P. 285-305.
5. Kierkegaard, S. Boij, G. Efrainsson, A frequency domain linearized Navier-Stokes equations approach to acoustic propagation in flow ducts with sharp edges // Journal of the Acoustical Society of America – 2010. - V. 127. – P. 710-719.
6. Helmholtz Resonator with Flow: [Electronic resource]. – URL: https://www.comsol.com/model/download/737381/models.aco.helmholtz_resonator_with_flow.pdf (05.03.2022).
7. Selamet E., Dickey N.S., Novak J.M. Effect of flow on Helmholtz resonator acoustics: a three-dimensional computational study vs. experiments // SAE Technical Paper. – 2011. – № 2011-01-1521. DOI: 10.4271/2011-01-1521
8. Seung-Ho Jang and Jeong-Guon Ih. Refined multiloop method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system// Journal of the Acoustical Society of America. – 2000. – V. 107 (6). – P. 3217-3225.
9. J.Y. Chung and D.A. Blaser. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory // Journal of the Acoustical Society of America. – 1980. – V. 68. – P. 914-921.

УДК: 534-16
OECD: 1.03 AA

Разработка практических рекомендаций по диагностике состояния целостности алюминиевых изделий авиационного и космического назначения при использовании метода акустической эмиссии

Соболев И.А

Аспирант кафедры Е4 «Высокоэнергетические устройства автоматических систем»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.
Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассматривается вопрос использования метода акустической эмиссии (далее - АЭ) для разработки бортового комплекса неразрушающего контроля элементов авиационной и космической техники в режиме реального времени при эксплуатации. Актуальность работы подтверждается тем, что классические методы не способны обнаруживать все типы дефектов в технически сложных конструкциях и не позволяют реализовать контроль на всем жизненном цикле изделий. Для выполнения поставленной цели были выбраны потенциальные аппараты для внедрения, проведены исследования режимов нагрузки космических аппаратов для разработки методики проведения испытаний. Проведенные исследования подтвердили высокую эффективность АЭ для диагностики дефектов в алюминиевых конструкциях, критически важных для космических аппаратов. Система успешно фиксировала и позволила рассчитать локацию микротрещин в элементах из АМг6НОП даже при одновременном воздействии нескольких источников нагрузки. Проведенный эксперимент с плоским образцом позволил при нагружении образца из АМг6 выявить корреляцию между амплитудными всплесками и переходом в зону пластической деформации. Таким образом внедрение метода АЭ имеет большой потенциал для повышения жизненного цикла и безопасности модулей космических аппаратов.

Ключевые слова: амплитуда, контроль, космос, алюминий, дефект, лоцирование

Development of practical recommendations for diagnosing the integrity of aluminum products for aviation and space purposes using the acoustic emission method

Sobolev I.A

Postgraduate student of the E4 Department 'High-energy devices of Automatic systems',
Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russian Federation

Abstract

The article discusses the use of the acoustic emission (AE) method for the development of an on-board complex for non-destructive testing of elements of aviation and space technology in real time during operation. The relevance of the work is confirmed by the fact that classical methods are not able to detect all types of defects in technically complex structures and do not allow monitoring throughout the entire product lifecycle. To achieve this goal, potential spacecraft were selected for implementation, and studies of spacecraft loading

modes were conducted to develop a test methodology. The conducted studies have confirmed the high efficiency of AE for the diagnosis of defects in aluminum structures that are critically important for spacecraft. The system successfully recorded and made it possible to calculate the locations of microcracks in AMg6NOP elements even under the simultaneous influence of several load sources. The experiment with a flat sample made it possible, when loading a sample from AMg6, to identify a correlation between amplitude bursts and the transition to a zone of plastic deformation. Thus, the introduction of the AE method has great potential to improve the life cycle and safety of spacecraft modules.

Keywords: amplitude, control, space, aluminum, defect, location

Введение

Современная космонавтика предъявляет исключительно высокие требования к безопасности, надежности, долговечности конструкций. Рост использования алюминиевых сплавов, аддитивных технологий и сложных инженерных решений требует внедрения инновационных методов неразрушающего контроля (НК), способных обеспечить своевременное выявление дефектов с достаточной точностью во время эксплуатации аппаратов без нарушения целостности объектов. В этом контексте акустическая эмиссия (далее - АЭ) выделяется как перспективная технология, позволяющая проводить динамический мониторинг структур в режиме реального времени во время эксплуатации объектов, что особенно актуально для систем, таких как спутники, Российская орбитальная станция (РОС) и т.д. Современные аэрокосмические конструкции все чаще используют углепластики (CFRP) и аддитивно изготовленные компоненты, которые обладают анизотропными свойствами и сложной геометрией [1], [2]. Традиционные методы НК, такие как ультразвуковая дефектоскопия (UT) или вихретоковый контроль (ECT), сталкиваются с проблемами при анализе таких материалов из-за высокой дисперсии сигналов и необходимости многократных сканирований [1]. Например, фазированные ультразвуковые массивы (PAUT) требуют адаптивных алгоритмов для компенсации анизотропии, что увеличивает время и стоимость проверок [1]. В некоторых случаях классические методы вообще не применимы. Следует отметить, что сегодня все больше и больше компании интересуются прогнозированием остаточного ресурса конструкций (RUL) при стареющем парке космических аппаратов, а также при вводе новых. Классические методы НК сталкиваются с проблемами в решении данного вопроса. АЭ, в отличие от пассивных методов, позволяет регистрировать активные процессы деформации и роста трещин на ранних стадиях, что подтверждено исследованиями на полноразмерных fatigue-тестах истребителей F-15 [3]. Например, в ходе испытаний SH-60 вертолетов система AE-HUMS обнаружила рост трещин в зубчатых передачах за 15 минут до отказа, что демонстрирует потенциал метода для предотвращения катастроф и прогнозирования остаточного ресурса [3]. Внедрение автоматизированных систем на базе АЭ сокращает простой оборудования. Так, FAA-одобренная технология Comparative Vacuum Monitoring (CVM) для контроля антенных опор Boeing 737-800 позволила сократить время инспекции с нескольких часов до 12 минут, что напрямую влияет на операционные расходы авиакомпаний [2]. Разработка нового комплекса НК на основе АЭ имеет большой потенциал для аэрокосмического направления из-за возможности преодоления ключевых ограничений существующих систем. Во-первых, интеграция с цифровыми двойниками. Реализация Digital Twin для симуляции распространения дефектов, как в системах Siemens [1], позволит сопоставлять данные АЭ с прогнозными моделями, повышая достоверность оценки. Во-вторых, отсутствие нормативов для контроля LPBF-деталей (например,

несплавленных порошков) требует разработки новых протоколов, где АЭ может стать основным методом благодаря чувствительности к микродефектам. В-третьих, Разработка алгоритмов машинного обучения для фильтрации шумов и классификации сигналов АЭ в анизотропных средах, характерных для современных алюминиевых сплавов. В-четвертых, нахождение корреляции акустических паттернов с началом пластической деформации, позволит идентифицировать достижение предела текучести в режиме реального времени при эксплуатации объекта. В-пятых, использование параметров АЭ (количество событий, амплитуда, длительность) позволит разработать математическую модель для вычисления остаточного ресурса, минимизирующую риск неконтролируемого течения металла. Таким образом, потенциально применение метода АЭ позволит решить проблемы применения классических методов НК, перейти к контролю в режиме реального времени без снятия объекта из эксплуатации, позволит снизить риски катастрофических отказов в космических конструкциях, а также продлит жизненный цикл изделий.

1 Актуальность внедрения инновационного бортового комплекса

Современные космические аппараты сталкиваются с критическими вызовами, связанными с дефектами материалов и конструкций. Несмотря на прогресс в разработке сплавов и технологий производства, проблемы микротрещин, коррозии и усталости металлов остаются актуальными. В этом разделе анализируются ключевые проблемы, подтверждается необходимость внедрения нового комплекса НК для повышения безопасности и надежности космической техники.

Алюминиевые сплавы — основа космических аппаратов благодаря их легкости и прочности. Однако даже современные материалы, такие как Al-Zn-Mg-Cu, сталкиваются с такими проблемами как: термическая усталость, коррозионное растрескивание, сложности производства. Если говорить про термическую усталость, то при циклических нагревах и охлаждениях в космосе в сплавах формируются микротрещины, снижающие прочность на 20–40%. Коррозионное растрескивание проявляется в межкристаллитной коррозии, особенно в зонах сварных швов. Так же следует отметить, что высоколегированные сплавы требуют многоступенчатой термической обработки, где малейшие отклонения приводят к дефектам структуры.

В 2020 году спутник «Ярило» с теплообменником из алюминиевого сплава столкнулся с проблемой низкой технологичности при 3D-печати, что потребовало доработки состава материала. Этот дефект можно отнести к вышеописанным проблемам [4].

Корпуса ракет и спутников подвергаются экстремальным нагрузкам, что выявляет слабые места. Такими примерами могут быть проблемы с листовыми панелями без усиления, которые деформировались под воздействием вибраций двигателей, как в случае ракет серии «Союз». Сферические баки, несмотря на оптимальную прочность, сложно интегрировать в многоступенчатые системы. Цилиндрические аналоги на 30

мусора — это обломки, вызванные дефектами конструкций. Околоземное пространство содержит свыше 130 млн объектов космического мусора размером от 0,1 см, которые могут пробивать обшивку или повреждать элементы, а современные методы неразрушающего контроля (ультразвук, вихревые токи) имеют ограничения, которые не позволяют их эффективно применять для контроля космических аппаратов с целью нахождения вышеописанных дефектов. Сюда можно отнести низкую точность или невозможность применения в сложных конструкциях, не адаптивность к новым сплавам. Таким образом следует вывод о том, что проблемы дефектов в космических аппаратах требуют перехода к инновационным методам контроля. Разработка инновационного

комплекса НК, сочетающего искусственный интеллект, адаптивные алгоритмы и интеграцию с цифровыми платформами, станет ключом к обеспечению долговечности и безопасности будущих миссий.

2 Потенциальные аппараты для внедрения бортового комплекса и технические требования к нему

Следует отметить, что сегодня НК на основе метода АЭ можно внедрить во многие космические аппараты, такие как: РОС, космические корабли серии «Орёл», спутники дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ) серии «Арктика-М» и «Ресурс-П» и т.д. В данном разделе будет рассмотрен только один пример – это перспективны внедрения в международную космическую станцию РОС. Модули данной станции по техническому заданию (ТЗ) должны обладать повышенной автономностью, радиационной защитой и возможностью длительной эксплуатации в условиях глубокого космоса. Данные требования (особенно последнее) можно достичь путем внедрения инновационных методов НК, к примеру на основе метода АЭ. В таком случае, потенциальными элементами для внедрения в станцию РОС можно считать: базовый модуль, центральный модуль, шлюзовой, универсальный. На рисунке 1 представлен один из модулей – базовый.

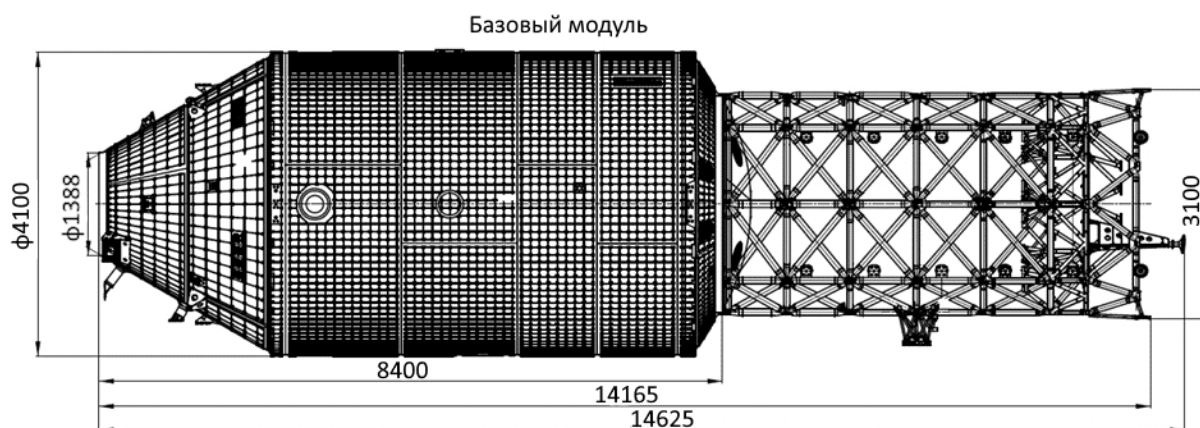


Рисунок 1 – Эскиз герметичного отсека базового модуля орбитальной станции КК РОС

Для интеграции в космический аппарат бортовой комплекс должен удовлетворять ТЗ на внедрение. Сегодня к таким требованиям можно отнести следующие (ниже представлена часть требований, предъявляемых к космической аппаратуре, в связи с ограниченность предоставляемой информации в статье):

- метрологическое обеспечение должно соответствовать ГОСТ РВ 0008-001-2019, ОСТ 92-1371-99 и ОСТ 134-1028-2012 с изм.1;

- измерения должны выполняться по стандартизованным, аттестованным в порядке, установленном приказом Минпромторга России от 15.12.2015 № 4091 «Об утверждении порядка аттестации первичных референтных методик (методов) измерений, референтных методик (методов) измерений и методик (методов) измерений и их применения», методикам измерений, разработанным по ГОСТ Р 8.563-2009;

- средства измерений, должны быть утвержденного типа и поверены в соответствии с Приказом Минпромторга России от 31.07.2020 № 2510 «Об утверждении Порядка проведения поверки средств измерений, требований к знаку поверки и содержанию свидетельства о поверке», остальные средства измерений подлежат поверке или калибровке;

- величины параметров и характеристик, а также результаты их измерений,

должны представляться в единицах величин в соответствии с Постановлением Правительства Российской Федерации от 31.10.2009 № 879 «Об утверждении Положения о единицах величин, допускаемых к применению в Российской Федерации» и ГОСТ 8.417-2002, методы обработки результатов многократных измерений должны соответствовать ГОСТ Р 8.736-2011, однократных – ГОСТ Р 50.2.038-2004;

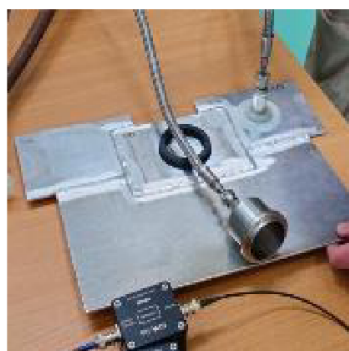
– разрабатываемая конструкторская документация должна соответствовать требованиям ОСТ 92-4285-86 и пройти согласование с метрологической службой организации в соответствии с ОСТ 92-4327-80;

– и т.д.

В заключении раздела следует отметить, что разработка инновационного бортового комплекса НК на основе АЭ для космических аппаратов и станции РОС, в частности, подтверждает свою актуальность и техническую реализуемость. Внедрение метода АЭ в модули РОС позволит решить ключевые задачи: реализация динамического мониторинга дефектов, соблюдение строгих метрологических требований, повышение автономности и долговечности космических аппаратов. Потенциал метода АЭ подтверждается его адаптивностью к сложным средам и возможностью работы в режиме реального времени, что критически важно для реализации долгосрочных космических миссий.

3 Материалы и методы исследования

Для подтверждения выдвинутой теории были проведены натурные испытания с применением метода АЭ. Во-первых, испытания на проверку возможности фиксации потерь воздуха в обшивке через одну трещину и через несколько трещин одновременно. Для этого подготовлен сварной образец размерами 278x400x3,5 из АМгбНОП с минимально возможными сквозными трещинами в количестве 3 мест (рисунок 2а). На испытательный образец (в точку с трещиной) устанавливалась оснастка (рисунок 2б), подключенная к вакуумной камере, для создания разницы давлений. Так же были установлены датчики АЭ на краях листа с помощью специализированных кронштейнов (рисунок 2в). Приборы АЭ фиксируют упругие волны возникаемые в зоне трещины и преобразуют их в электрические сигналы, которые передают через преусилители на плату прибора АЭ.



а)



б)



в)

Рисунок 2 – Фотоснимки с эксперимента по проверки возможности регистрации потерь воздуха через обшивку методом АЭ: а) сварной образец размерами 278x400x3,5 из амгбноп; б) элемента оснастки вакуумной камеры; в) сварной образец с установленными датчиками АЭ и кронштейнами

В ходе испытания были получены АЭ отклики, зафиксированные прибором.

Данные обработали и по результатам построены локации мест потери воздуха. На первом этапе испытания использован один источник нагрузки, на втором три. Регистрация сигналов и локация дефекта с одной точкой нагружения отображена на рисунке 3а. После объект нагружали на три точки с трещинами. Система фиксировала и лавировала одновременно все источники сигналов, которые показаны на рисунке 3б.

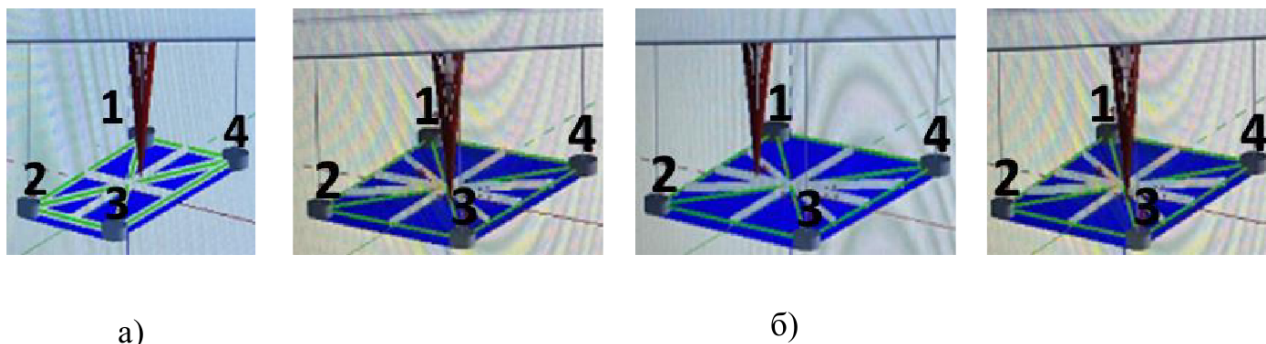


Рисунок 3 – Фотоснимки рассчитанных локаций мет потери воздуха на сварном образце: а) локация места потери воздуха при нагрузке одной трещины; б) локация мест потери воздуха при нагрузке трех трещин одновременно

Таким образом, проведенные испытания позволяют утверждать, что: метод АЭ обладает достаточной чувствительностью, чтобы регистрировать дефекты в тонкостенных элементах конструкций при моделировании условий утечки в безвоздушном пространстве во всех случаях при создании давления; дефекты лоцируются при различных схемах нагружения испытательного образца (один, три источника нагрузки).

Во-вторых, проведены силовые испытания на плоском алюминиевом образце из АМг6. Он был изготовлен согласно ГОСТ 25.506.85 [5] и ГОСТ 1497-2018 [6]. На рисунке 4а и рисунке 4б показаны фотографии образца до и после испытания. Исследование выполнено на SHIMADZU AG-X-1 с оснасткой, показанной на рисунке 4в. Перед проведением испытания образец размещался в рабочую область SHIMADZU на зажимных губках 1. На нижнюю губку 1, за счёт магнитного основания, крепился предсудетель 3. На образец 2 крепился кронштейн 4 с датчиком АЭ 5. Фиксация датчика осуществлялась за счёт магнитных элементов на ножках кронштейна и прижимающей пластины.

В ходе испытаний регистрация АЭ проводилась с использованием специализированной системы. Графики зависимости усилия, амплитуды и импульса АЭ от времени представлены на рисунках 5 и 6. На рисунке 6 представлен увеличенный участок а с рисунка 5. Статическое нагружение образца выполнялось до его полного разрушения. Процесс разрушения характеризуется тремя стадиями: упругопластическая деформация (а), пластическая деформация (б), утонение и разрушение (с). Критическая точка (условный предел текучести) определена по данным испытательной машины SHIMADZU AG-X-1.

Первый сигнал АЭ зафиксирован через 2,7 секунды после начала деформации, что свидетельствует об инициации перестройки кристаллической решетки. На начальном этапе деформации (стадия а) наблюдаются резкие высокоамплитудные сигналы АЭ, характерные для внезапного срыва дислокаций с препятствий («всплески»). Появление заметной АЭ при напряжениях ниже макроскопического предела текучести обусловлено пластическим течением в благоприятно ориентированных зернах в области микродеформаций, что связано с хаотичным распределением ориентаций зерен.

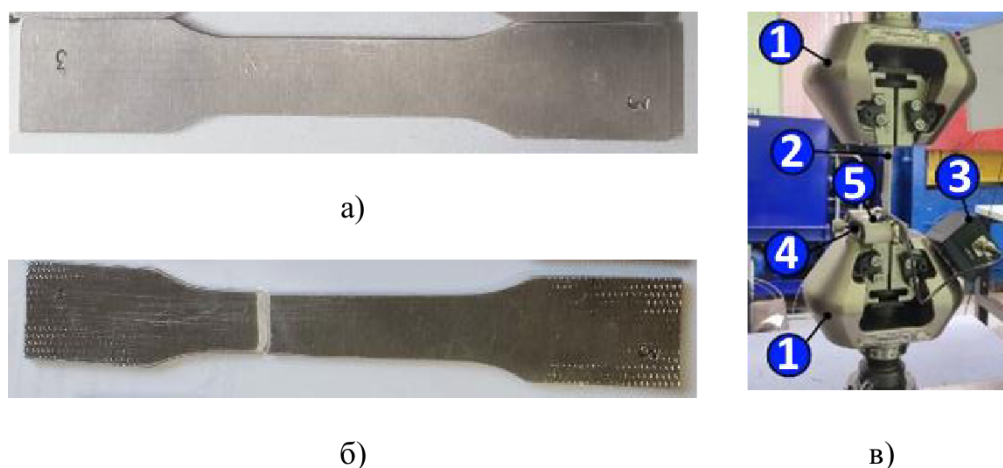


Рисунок 4 – Фотоснимки образца (до и после проведения испытания) и оснастки с испытания на растяжения алюминиевого образца из АМгб: а) образец до проведения испытания; б) образец после проведения испытания; в) оснастка с установленным образцом и датчиками

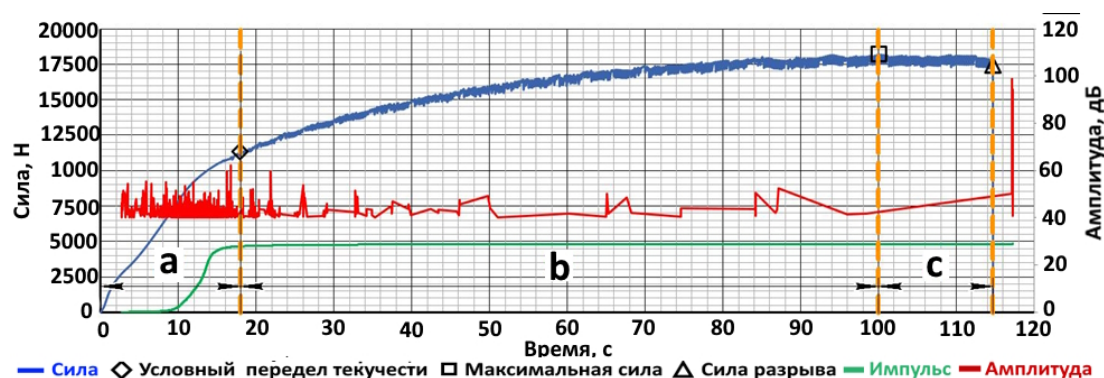


Рисунок 5 – Графики зависимости усилия, амплитуды, импульса от времени для алюминиевого цельного образца из АМГб при растяжении на испытательной машине SHIMADZU AG-X-1: а) участок упруго-пластической деформации; б) участок пластической деформации с образованием очага деформации; в) этап разрушения и падения нагрузки

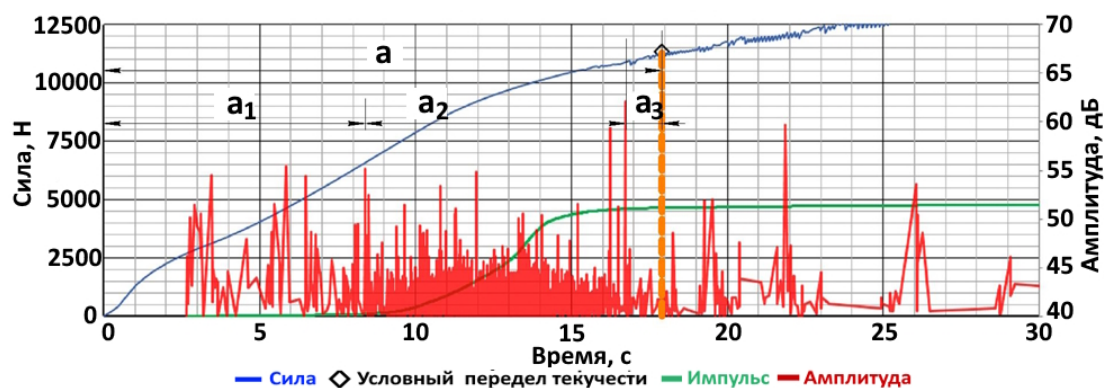


Рисунок 6 – Увеличенный участок упругопластической деформации графика зависимости усилия, амплитуды, импульса от времени для алюминиевого цельного образца из АМГб при растяжении на испытательной машине SHIMADZU AG-X-1

Данный эффект, наблюдаемый на участках а1 и а2, характерен для многих металлов, включая исследуемый алюминиевый сплав [7]. Интенсивность сигналов АЭ до момента 8,4 (участок а1) составляла ~ 17 сигналов/с при средней амплитуде 43,7 дБ. После 8,4 с зафиксирован резкий рост интенсивности до ~ 540 сигналов/с (рост на $\sim 3076\%$) при снижении средней амплитуды до 41,5 дБ (падение на 5%). Этот участок отражает активное взаимодействие дислокаций. Микроструктура активно перестраивается, что в свою очередь приводит к появлению множества АЭ откликов [8] – [10]. Амплитудный параметр не превышает 55 дБ, что указывает о благоприятных процессах внутри металла без инициализации разрушения. Это подтверждается силовым графиком (предел текучести не достигнут) и импульсным параметром. Растёт плавно, без скачков, падение числа импульсов не наблюдается. Это характеризует стабильный процесс. В конце участка а2 наблюдаются два скачка амплитуды: до 59,5 дБ (16,3 с) и 62,1 дБ (16,7 с) относительно среднего значения в 41,5 дБ. Указанные пики АЭ связаны с активным движением дислокаций, формированием их потоков и накоплением на границах раздела. Это создает зоны локальных напряжений, требующих повышенных напряжений для преодоления, что приводит к резкой перестройке дислокационной структуры, генерации новых дислокаций и макропластическим деформациям вблизи границ, сопровождающимся высокоэнергетическими событиями АЭ. Данное явление подтверждается ссылкой [11]. Интенсивность импульсов резко падает, это говорит о стабилизации микроструктуры. В дальнейшем резкого изменения числа импульсов не наблюдается. После всплеска сигналов на участке а2 наблюдается переход к прерывистой деформации (эффект Портевена–Ле Шателье, ПЛШ) в сплаве АМг6; всплески амплитуды и энергии сигналов АЭ соответствуют началу этого процесса. Эффект ПЛШ характерен для твердых растворов, включая алюминиевые сплавы, в определенных диапазонах температур и скоростей деформирования. Как видно из графика активность АЭ снижается. При достижении макроскопического предела текучести возникает максимум на кривой активности АЭ (начало участка а3), соответствующий процессу коллективного движения дислокаций. Анализ данных трех участков демонстрирует существенное различие сигналов АЭ на разных стадиях нагружения, что согласуется с исследованиями [11, 12]. Стадия b - пластическая деформация. Характеризуется отклонением диаграммы усилия от линейной зависимости, непрерывным ростом усилия с уменьшающейся интенсивностью. Деформация равномерна по объему рабочей части образца при сохранении прямоугольного поперечного сечения; напряженно-деформированное состояние соответствует однородному монотонному растяжению. Интенсивность сигналов АЭ на стадии b стабильна: зарегистрировано 164 сигнала за 82 с (~ 2 сигнала/с), что в 8,5 раз меньше, чем на участке а1 и в 250 раз меньше участка а2. Это говорит о стабильности распределения напряжений по микроструктуре, глобальных изменений в материале не происходит до момента приближения к разрыву образца. Стадия c (утонение и разрушение) начинается с образования концентратора напряжений и локализации деформации, приводящей к значительному сокращению объема деформируемого материала. Схема напряженного состояния в зоне локализации соответствует стадии b, но становится объемной. Утонение образца в зоне минимального сечения (максимальное усилие 18 180 Н, обозначено квадратом на диаграмме) приводит к разрушению. В процессе разрушения наблюдается рост отношения параметров амплитуды к импульсу. Зафиксированы три пика сигналов АЭ в моменты 110 с, 112 с и 115 с; максимальный пик отмечен через 2,3 с после разрушения. Это указывает на возможность регистрации прибором начала разрушения сплава или его завершения с минимальной временной задержкой ($\sim 2,3$ с) по параметрам амплитуды, импульса от времени. Так же по параметру интенсивности сигналов АЭ можно определять

начало процесса перестроения решетки и теоретическую точку окончания перестроения (достижение «реального» предела текучести).

Полученные результаты согласуются с результатами В.В. Носова [13,14], который описывал предпосылки долгосрочного прогноза ресурса изделия на основе анализа возможностей информационно-кинетического подхода к диагностированию остаточного ресурса металлов. Автор указывал, что разрушение металлов состоит из стадий мелкодисперсной (по объему) деформации и укрупненной локализации разрыва сплошности. Это соответствует стадии а и стадиям б, с соответственно. Также В.В. Носов указал, что по снижению степени неоднородности разрушения характеризуется снижением амплитуды сигналов и невоспроизводимой активности сигналов АЭ при повторном нагружении, что подтверждается участками а, б. На первом этапе, в связи с активным перестроением микроструктуры наблюдается высокая активность АЭ с низкой величиной амплитуды (по среднему), а на участке б зафиксировано снижение сигналов в 250 раз. При этом участок б согласно результатам, описанным выше, характеризуется латентностью АЭ при дальнейшем нагружении. Автор статьи [13] описывал, что в подобных случаях этот результат свидетельствует об отдаленности момента накопления критической концентрации микротрещин вблизи концентратора и об отсутствии в материале опасных дефектов. Это подтверждается графиком данных. Следует отметить, что при переходе на участок с ресурс образца (по запасу прочности) заканчивается. Это предупреждается двумя пиками АЭ. Третий пик с максимальной величиной зафиксирован в конце (после разрыва). Два пика сигналов в соответствии с результатами работы В.В. Носова, подтверждают выполнение эффекта Кайзера. А это говорит о приближении момента накопления критической концентрации микротрещин вблизи концентратора и об опасном дефекте в структуре.

Заключение

На основе всего вышеописанного для цельного образца №3 из алюминиевого сплава АМг6 можно сделать следующие выводы. Во-первых, участок упругопластической деформации можно разделить на три стадии. В данном исследовании им было присвоено название а1, а2, а3. При этом участок а1 можно характеризовать низкой интенсивностью АЭ (17 сигн./сек), средней амплитудой в 43.7 дБ. Это соответствует началу движения дислокаций и обратимой упругой деформации. Во-вторых, на участке а2 происходит резкий рост интенсивности АЭ до 540 сигн./сек (рост на 3093%), падение средней амплитуды до 41.5 дБ. Доминируют низкоамплитудные сигналы (дислокации), редкие высокоамплитудные импульсы. Этот процесс может соответствовать: активному взаимодействию дислокаций и их скопление на границах зёрен; генерации множества низкоамплитудных сигналов из-за частых срывов дислокаций. Пики амплитуды (59.5–62.1 дБ) в конце участка указывают на зарождение микропустот. Пик Ra-value (13.4 сек) подтверждает резкие перестройки дислокационной структуры. В-третьих, участок а3 характеризовался спадом интенсивности до 41 сигн./сек, ростом амплитуды до 44 дБ. На этой стадии происходит завершение перестройки микроструктуры: дислокации стабилизируются, упрочнение завершено. В-четвертых, участок пластической деформации б показал низкую активность АЭ (2 сигн./сек) несмотря на эффект Портвена-Ле Шателье (колебания усилия). Причиной такого может быть равномерная деформация, дислокационные процессы стабилизированы, новые дефекты не образуются. В-пятых, участок утонения и разрушения, показал Линейный рост амплитуды АЭ, пик при разрушении (резкий всплеск амплитуды и Ra-value). Высокий Ra-value указывает на хрупкое разрушение (резкий фронт сигнала) с быстрым распространением трещины. На основе данных выводов можно сформировать рекомендации по работе с акустической

эмиссией:

Используя метод k-средних для разделения событий на группы, можно образовать два кластера. Кластер 1. Низкая амплитуда (40–50 дБ), высокая интенсивность показывает на наличие дислокаций в микроструктуре. Кластер 2. Высокая амплитуда (>60 дБ), низкая интенсивность — трещины.

При мониторинге процесса нагружения образца по параметру Ra-value значения больше 5 (усл. ед.) сигнализируют о переходе к хрупкому разрушению.

Таким образом, метод АЭ демонстрирует уникальный потенциал для предиктивного обслуживания российских космических аппаратов, сочетая высокую точность локализации дефектов с возможностью прогнозирования критических состояний материалов, что было так же подтверждено при исследованиях в [7] – [10]. Все полученные данные согласуются с современными исследованиями дислокационной динамики в алюминиевых сплавах. Полученные результаты по утончению и разрушению (стадия с) коррелируют с исследованиями радиационной стойкости материалов для дальнего космоса. К примеру, работа NASA по моделированию радиационного воздействия (точность до 4%) подтверждает важность полученных в статье данных о пиках амплитуды при разрушении для проектирования защитных систем. Помимо этого, китайские эксперименты с высокопрочными сталями и вольфрамовыми сплавами на «Тяньгун» акцентируют роль АЭ в оценке ресурса материалов для лунных баз и марсианских миссий. Таким образом можно сделать вывод, что внедрение АЭ системы в модули РОС повысит безопасность и автономность станции, минимизируя риски аварий в условиях глубокого космоса.

Список использованных источников

1. Каблов Е.Н. [и др.] Современные достижения в области создания перспективных легких сплавов и покрытий для авиационной и космической техники // ВИАМ, 2021. - 323 с.
2. A4A/SAE Nondestructive Testing Innovation Award Honors Team for First Regulatory Approved Application of Structural Health Monitoring // Airlines for America : [Электронный ресурс]. - URL: <https://www.airlines.org/news/a4a-sae-nondestructive-testing-innovation-award-honors-team-for-first-regulatory-approved-application-of-structural-health-monitoring/> (дата обращения 16.05.2025).
3. Finlayson R.D., Friesel M., Carlos M. Health Monitoring of Aerospace Structures with Acoustic Emission and Acousto-Ultrasonics // The Largest Portal of Nondestructive Testing : [Электронный ресурс]. - URL: <https://www.ndt.net/article/wcndt00/papers/idn755/idn755.htm> (дата обращения 17.05.2025).
4. Алюминий в космосе! // Национальный авиационный портал «Kr-media» : [Электронный ресурс]. - URL: <https://www.kr-media.ru/news/samoletostroenie/alyuminiy-v-kosmose/> (дата обращения 17.05.2025).
5. ГОСТ 25.506-85 Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении : межгосударственный стандарт. - Введ. 1986-01-01. - М. : Изд-во стандартов, 1985. - 55 с.
6. ГОСТ 1497-2023 Методы испытаний на растяжение. Статические методы определения механических свойств при комнатной температуре : межгосударственный стандарт. - Введ. 2019-07-01. - М. : Стандартиформ, 2018. - 34 с.
7. Артеменко Д.Е., Богомоллов Р.С., Ремшев Е.Ю., Соболев И.А. Исследование моделирования дефектов в образцах при испытаниях на одноосное растяжение //

Третья студенческая научная конференция факультета «Оружие и системы вооружения» (Библиотека журнала «Военмех. Вестник БГТУ») : материалы всерос. конф. с междунар. Участием (Санкт-Петербург, 23–24 апр. 2024). - СПб. : Балт. гос. техн. ун-т «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 2024. - С. 10-16.

8. Бильдина К.А., Соболев И.А., Олехвер А.И. Разработка авиационных и космических бортовых систем неразрушающего контроля на основе метода акустической эмиссии // Молодёжь и будущее авиации и космонавтики : сб. аннот. конкурс. работ XVI Всерос. межотраслевого молод. конкурса науч.-техн. работ и проектов (Москва, 18–22 нояб. 2024). - М. : Перо, 2024. - С. 103-104.

9. Соболев И.А., Олехвер А.И., Бильдина К.А. Разработка авиационных и космических бортовых систем неразрушающего контроля на основе метода акустической эмиссии // Молодёжь и будущее авиации и космонавтики : сб. аннот. конкурс. работ XVI Всерос. межотраслевого молод. конкурса науч.-техн. работ и проектов (Москва, 18–22 нояб. 2024). - М. : Перо, 2024. – 39 с.

10. Соболев И.А., Рожков М.С., Азанов Д.А., Шматко А.Д. Инновационный метод акустической эмиссии в обеспечении качества изделий машиностроения // Машиностроение: инновационные аспекты развития : материалы междунар. науч.-практ. конф. (Санкт-Петербург, 29 марта 2024). - СПб.: ИП Жукова Е.В., 2024. - С. 85-89.

11. Agletdinov, E. Acoustic emission response during deformation of magnesium single crystals / E. Agletdinov, V. Skvortsova, K. Klyukin // Materials Science and Engineering: A. – 2020. – Vol. 789. – P. 139–150. – URL:<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0921509320312345> (дата обращения: 10.02.2024).

12. Сысоев, О. Е. Прогнозирование и мониторинг предельных состояний конструкционных материалов при различных траекториях циклического нагружения по параметрам акустической эмиссии : специальность 01.02.04 "Механика деформируемого твердого тела" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Сысоев Олег Евгеньевич. – Комсомольск-на-Амуре, 2013. – 42 с. – EDN ZPBICD.

13. Носов, В. В. Информационно-кинетический подход к оценке прочностного состояния сосудов, работающих под давлением в водородсодержащих средах / В. В. Носов, А. Р. Ямилова // Контроль. Диагностика. – 2021. – Т. 24, № 6(276). – С. 30-45. – DOI 10.14489/td.2021.06.pp.030-045. – EDN EROOLS.

14. Носов В. В. Принципы оптимизации технологий акустико-эмиссионного контроля прочности промышленных объектов // Дефектоскопия. 2016. № 7. С. 52 – 67.

References

1. Kablov E.N. [et al.] Modern Achievements in the Development of Advanced Light Alloys and Coatings for Aerospace Technology // VIAM, 2021. - 323 p.

2. A4A/SAE Nondestructive Testing Innovation Award Honors Team for First Regulatory Approved Application of Structural Health Monitoring // Airlines for America : [Electronic resource]. - URL: <https://www.airlines.org/news/a4a-sae-nondestructive-testing-innovation-award-honors-team-for-first-regulatory-approved-application-of-structural-health-monitoring/> (accessed 16.05.2025).

3. Finlayson R.D., Friesel M., Carlos M. Health Monitoring of Aerospace Structures with Acoustic Emission and Acousto-Ultrasonics // The Largest Portal of Nondestructive Testing : [Electronic resource]. - URL: <https://www.ndt.net/article/wcndt00/papers/idn755/idn755.htm> (accessed 17.05.2025).

4. Aluminum in Space! // National Aviation Portal 'Kr-media' : [Electronic resource]. - URL: <https://www.kr-media.ru/news/samoletostroenie/alyuminiy-v-kosmose/> (accessed 17.05.2025).
5. GOST 25.506-85 Strength Analysis and Testing. Methods for Mechanical Testing of Metals. Determination of Crack Resistance Characteristics (Fracture Toughness) under Static Loading : Interstate Standard. - Enforced 1986-01-01. - Moscow : Standards Publishing House, 1985. - 55 p.
6. GOST 1497-2023 Tensile Testing Methods. Static Methods for Determining Mechanical Properties at Room Temperature : Interstate Standard. - Enforced 2019-07-01. - Moscow : Standartinform, 2018. - 34 p.
7. Artemenko D.E., Bogomolov R.S., Remshev E.Yu., Sobolev I.A. Study of Defect Modeling in Specimens during Uniaxial Tensile Testing // Third Student Scientific Conference of the Faculty 'Weapons and Weapon Systems' (Library of the Journal 'Voenmeh. Vestnik BSTU') : Materials of the All-Russian Conf. with Int. Participation (Saint Petersburg, April 23-24, 2024). - St. Petersburg : Baltic State Technical University 'VOENMEKH' named after D.F. Ustinov, 2024. - P. 10-16.
8. Bildina K.A., Sobolev I.A., Olekhver A.I. Development of Aerospace Onboard Non-Destructive Testing Systems Based on the Acoustic Emission Method // Youth and the Future of Aviation and Cosmonautics : Collection of Abstracts of Competitive Works of the XVI All-Russian Interdisciplinary Youth Competition of Scientific and Technical Works and Projects (Moscow, November 18-22, 2024) . - M. : Pero Publishing House, 2024. - P. 103-104.
9. Sobolev I.A., Olekhver A.I., Bildina K.A. Development of Aerospace Onboard Non-Destructive Testing Systems Based on the Acoustic Emission Method // Youth and the Future of Aviation and Cosmonautics : Collection of Abstracts of Competitive Works of the XVI All-Russian Interdisciplinary Youth Competition of Scientific and Technical Works and Projects (Moscow, November 18-22, 2024). - M. : Pero Publishing House, 2024. - 39 p.
10. Sobolev I.A., Rozhkov M.S., Azanov D.A., Shmatko A.D. Innovative Acoustic Emission Method for Ensuring the Quality of Mechanical Engineering Products // Mechanical Engineering: Innovative Aspects of Development : Materials of the Int. Sci.-Pract. Conf. (Saint Petersburg, March 29, 2024). - St. Petersburg : IP Zhukova Elena Valeryevna, 2024. - P. 85-89.
11. Agletdinov, E. Acoustic emission response during deformation of magnesium single crystals / E. Agletdinov, V. Skvortsova, K. Klyukin // Materials Science and Engineering: A. - 2020. - Vol. 789. - P. 139-150. - URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0921509320312345> (дата обращения: 10.02.2024).
12. Sysoev, O. E. Prediction and Monitoring of Limit States of Structural Materials under Various Cyclic Loading Trajectories Using Acoustic Emission Parameters : Speciality 01.02.04 "Mechanics of a Deformable Solid Body" : Abstract of a Dissertation for the Degree of Doctor of Technical Sciences / Sysoev Oleg Evgenievich. - Komsomolsk-on-Amur, 2013. - 42 p. - EDN ZPBICD.
13. Nosov V. V., Yamilova A. R. An information-kinetic approach to assessing the strength state of pressure vessels operating in hydrogen-containing media. Diagnostics. - 2021. - Vol. 24, No. 6(276). - pp. 30-45. - DOI 10.14489/td.2021.06.pp.030-045. - EDN EROOLS.
14. Nosov V. V. Principles of optimization of acoustic emission strength control technologies for industrial facilities // Flaw detection. 2016. No. 7. pp. 52-67.

УДК: 534.83

OECD: 2.05

Применение полимерных композитов для снижения шума и вибрации в узлах трения испытательного стенда

Гусев Д.В.

Аспирант кафедры Е4 «Высокоэнергетические устройства автоматических систем»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе представлен инновационный подход к снижению вибраций в испытательных стендах для автомобильной промышленности. Целью исследования стало создание многослойной конструкции роликового узла с использованием полимерно-композитных материалов, обладающих высокими демпфирующими свойствами. Разработаны и изготовлены экспериментальный стенд, специализированная измерительная система и машина трения. В конструкции ролика использованы композиты на основе углеродного волокна, модифицированные эластомеры и наноструктурированные добавки. Проведены численные расчёты в ANSYS и лабораторные испытания, подтвердившие снижение амплитуды вибраций на 25–30% и повышение устойчивости к термическим и циклическим нагрузкам. Разработанная методика оценки вибраций и цифровой двойник узла обеспечивают точность анализа. Полученные результаты имеют высокую практическую значимость для проектирования долговечных и точных испытательных систем.

Ключевые слова: вибрации, полимерные композиты, испытательный стенд, демпфирующий слой, роликовый узел, трибология, цифровой двойник

Application of Polymer Composites for Noise and Vibration Reduction in Friction Units of a Test Bench

Gusev D.V.

Postgraduate Student, Department E4 “High-Energy Devices of Automatic Systems”,
Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, St. Petersburg,
Russia

Abstract

Modern automotive test benches face significant challenges related to vibrations and noise generated during the dynamic interaction of tires with roller assemblies. Traditional metal structures, despite their strength, lack sufficient damping capacity, leading to equipment wear and distortion of test results. This study presents an integrated approach to solving this issue by developing specialized test equipment and designing novel polymer-based composite materials. A prototype test rig and measurement system were developed to replicate real loading conditions and capture vibration parameters. Particular focus was placed on optimizing roller construction using multilayer polymer-metal composites. The scientific novelty lies in the justified selection of friction pair materials based on a comprehensive analysis of their properties, the development of a vibration assessment methodology under non-stationary loading, and the creation of a digital twin of the roller unit.

Experimental results confirmed a significant reduction in vibration levels and an increased service life of the assembly. The findings are relevant for engineers and material scientists involved in vibration control and test equipment design.

Keywords: vibrations, polymer composites, test bench, damping layer, roller unit, tribology, digital twin

1 Анализ существующих конструкций и их недостатки

Современные конструкции роликовых узлов испытательных стендов преимущественно выполняются из металлических материалов, что обусловлено их высокой прочностью и износостойкостью. Однако анализ литературных источников выявил ряд существенных недостатков таких решений.

Традиционные стальные ролики, широко применяемые в автомобильных испытательных стендах [1], демонстрируют недостаточное демпфирование вибраций, что приводит к возникновению резонансных явлений при определенных частотах вращения. Как показали исследования [2], это существенно ограничивает точность измерений и может вызывать преждевременный износ сопрягаемых элементов.

Алюминиевые сплавы, такие как Д16Т, часто рассматриваются как альтернатива стальным конструкциям благодаря меньшей массе [3]. Однако работы [4] свидетельствуют, что такие материалы обладают недостаточной усталостной прочностью при циклических нагрузках, характерных для испытательных режимов.

Особое внимание в литературе уделяется проблеме тепловыделения в узлах трения. Исследования [5] показали, что металлические пары трения при высоких скоростях скольжения могут вызывать локальный перегрев до 200-250°C, что приводит к изменению механических свойств материала и ускоренному износу.

Попытки модернизации традиционных конструкций включают:

- 1) применение поверхностных покрытий для улучшения трибологических характеристик [6],
- 2) использование необслуживаемых смазочных элементов [7],
- 3) введение промежуточных демпфирующих элементов [8].

Однако, как отмечается в работе [9], эти решения лишь частично решают проблему, часто усложняя конструкцию и повышая стоимость эксплуатации [10].

Анализ последних публикаций [11, 12] показывает растущий интерес к композитным материалам как альтернативе традиционным металлическим решениям. В работах продемонстрирована эффективность углепластиков в сочетании с металлическими каркасами для виброгашения, однако вопросы оптимизации таких структур для конкретных условий испытательных стендов остаются малоизученными.

Особого внимания заслуживает проблема методик испытаний. Как отмечается в [15], большинство существующих стендов не позволяют адекватно моделировать комплексные нагрузки, возникающие при реальной эксплуатации. Это ограничивает возможность корректной оценки рабочих характеристик новых материалов и конструкций.

Таким образом, анализ литературы выявляет следующие ключевые проблемы существующих решений:

- 1) недостаточное демпфирование вибраций в металлических конструкциях,
- 2) ограниченная долговечность при циклических нагрузках,
- 3) проблемы тепловыделения в узлах трения,
- 4) несовершенство методик испытаний.

Эти недостатки обуславливают необходимость разработки новых подходов к проектированию роликовых узлов испытательных стендов, что и является предметом настоящего исследования.

2 Материалы и методы исследования

В рамках данного исследования были выбраны полимерные композитные материалы на основе углеродного волокна и эпоксидной матрицы. Основным армирующим компонентом являлось однонаправленное углеродное волокно, ориентированное вдоль направления вращения ролика, что обеспечивает высокую прочность при динамических нагрузках. В качестве матрицы использовалась термореактивная эпоксидная смола, модифицированная нанодисперсными добавками — диоксидом кремния (SiO_2) и углеродными нанотрубками, что позволило повысить теплопроводность, износостойкость и демпфирующие свойства материала. Демпфирующие свойства ролику обеспечил слой резиновой смеси (модифицированный компаунд).

Металлический каркас ролика был изготовлен из дюралюминиевого сплава Д16Т, обладающего высокой удельной прочностью и хорошей технологичностью. Для контактных поверхностей пары трения использовались два типа материалов: коррозионно-стойкая сталь 14Х17Н2 и тот же алюминиевый сплав Д16Т, что позволило провести сравнительный анализ трибологических характеристик.

Конструкция роликового узла предусматривала многослойную структуру, состоящую из:

- 1) внутреннего силового элемента (осевого вала) из Д16Т,
- 2) первого и второго слоя разработанного композитного материала,
- 3) промежуточного демпфирующего слоя из полимерного эластомера с высокой потерей энергии,
- 4) наружного износостойкого слоя из углепластика с высокой жёсткостью.

Такое комбинированное решение позволяет эффективно перераспределять механические напряжения, возникающие при контакте с вращающейся шиной, и снижать уровень вибраций, передающихся на опоры и измерительное оборудование.

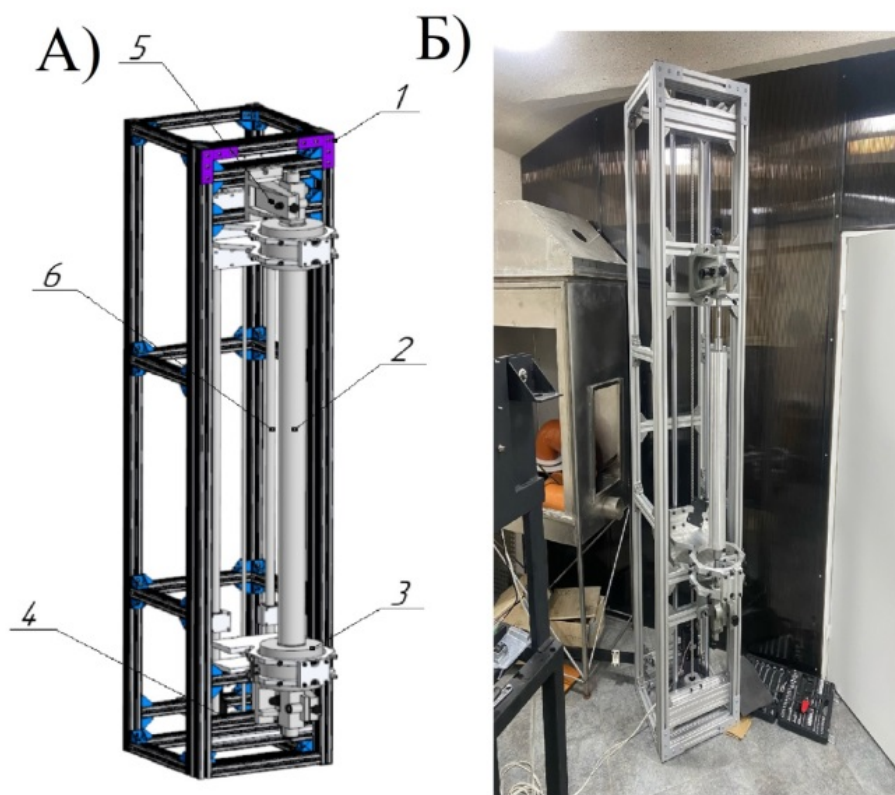
Для модификации свойств базового состава в смолу вводились углеродные микроволокна и наноразмерные частицы оксида алюминия. Такая комбинация наполнителей позволила создать принципиально новые композитные структуры, сочетающие высокую несущую способность с эффективным вибропоглощением. Особенностью разработанной технологии стало формирование двухслойной системы, где каждый слой выполнял специфическую функциональную роль - от восприятия основных нагрузок до активного демпфирования колебаний.

Специально для данного исследования была разработана и изготовлена машина трения, оснащенная комплексом измерительных систем. Ее конструкция предусматривала не только стандартные трибологические испытания, но и детальную регистрацию вибрационных параметров в широком частотном диапазоне (рисунок 1). Параллельно проводилось компьютерное моделирование в среде ANSYS Mechanical, учитывающее нелинейный характер поведения композитных материалов и сложные термомеханические взаимодействия в контактной зоне.



Рисунок 1 – Многофункциональная машина трения

Технологический процесс нанесения композитных слоев на металлические валы реализовывался с помощью специально спроектированной намазывающей машины (рисунок 2), обеспечивающей прецизионное дозирование материала и контроль его распределения по поверхности. Это оборудование позволяло создавать покрытия с заданной топографией поверхности и точно регулируемой толщиной каждого слоя, схема формирования которых показана на рисунке 3.



1 – рама, 2 – вал, 3 – формирующая воронка, 4 – привод, 5 – бабка центрующая,
6 – прецизионная направляющая

Рисунок 2 – Спроектированная формообразующая машина: А) 3D модель машины,
Б) фото машины в сборе

В конструкции роликового узла испытательного стенда была реализована многослойная композитная структура, обеспечивающая сочетание высокой прочности, износостойкости и эффективного вибропоглощения. Слои последовательно формируются по оси от центра к наружной поверхности следующим образом (рисунок 3).

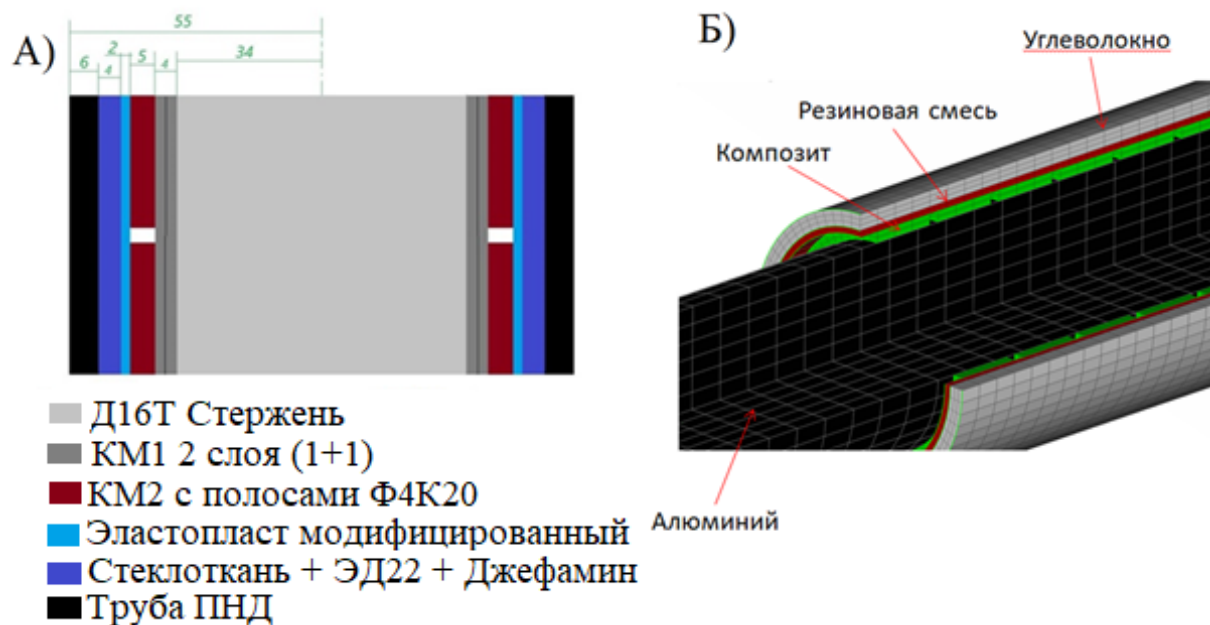


Рисунок 3 – Принципиальная схема: А) этапы формирования слоев композитного ролика, Б) расчетная модель ролика в разрезе

Конструкция композитного ролика включает следующие функциональные слои (от центра к периферии):

1) центральный стержень из сплава Д16Т. Внутренний силовой элемент ролика выполнен из дюралюминиевого сплава Д16Т, обладающего высокой удельной прочностью и низкой плотностью. Этот элемент воспринимает основную механическую нагрузку и обеспечивает геометрическую стабильность конструкции,

2) композитный материал №1 (КМ1) — рабочий слой трения из высокопрочного полимерного композита КМ1, армированного углеродным волокном с использованием нанотрубок. Толщина слоя составляет 2–5 мм. Слои предназначены для непосредственного восприятия нагрузок в зоне контакта с и реализуют ключевые трибологические свойства. Материал подобран с учётом минимального коэффициента трения и высокой теплостойкости,

3) полимерный материал №2 (КМ2) на внешнюю поверхность КМ1 наносится слой КМ2 — полимерного композита с встроенными по направлению движения полосами из фторопластового материала Ф4К20. Эти полосы выполняют функцию встроенной смазки, снижая износ и термическое напряжение при трении. Их размещение чередуется с основным полимерным телом, формируя чередующуюся структуру трения–смазки,

4) модифицированный эластопласт — демпфирующий слой. Особое внимание в конструкции уделено формированию демпфирующего слоя на основе термопластичного эластопласта, модифицированного гибридными наноразмерными частицами — кремнийорганическими аэрогелями и ионными жидкостями на основе фосфониевых солей [16]. Эти модификаторы значительно повышают способность материала к рассеиванию энергии при динамическом нагружении и увеличивают температурную стабильность. Модифицированный эластомер проявляет улучшенное внутреннее трение

и обратимую деформацию, что критично для виброзащитных элементов в условиях циклической нагрузки [17, 18],

5) стабилизирующий слой: стеклоткань + ЭД-22 + джефамин. Поверх демпфирующего слоя наносится стабилизирующий композитный слой на основе стеклоткани, пропитанной эпоксидной смолой ЭД-22 с отвердителем джефамином. Этот слой обеспечивает геометрическую стабильность и дополнительную защиту демпфирующего компонента от механических и температурных повреждений,

6) защитная оболочка из трубы ПНД. Внешним слоем ролика выступает труба из полиэтилена низкого давления (ПНД), обладающая высокой износостойкостью и устойчивостью к агрессивным средам. Этот слой контактирует непосредственно с автомобильной шиной, защищая внутреннюю структуру от ударных и абразивных воздействий.

Такое сочетание слоёв позволило достичь одновременно высокой механической прочности, эффективного вибропоглощения и снижения шумов, возникающих при высокочастотном трении.

Завершающим этапом стала комплексная апробация разработанных решений на полнофункциональном испытательном стенде, имитирующем реальные условия эксплуатации узлов трения в составе испытательного оборудования для грузового транспорта (рисунок 4).



Рисунок 4 – Фото стенда испытания полимерных роликов

Стенд оборудован системой нагружения с гидравлическими домкратами, которая имитирует статическое давление массы автомобиля на ролик (нагрузка до 10 кН с регулируемым усилием).

Регулируемый привод вращения ролика, позволяющий варьировать угловую скорость от 0 до 3000 об/мин (линейная скорость до 52 м/с), что соответствует реальной скорости вращения колеса.

Описание измерительной системы

Для регистрации вибрационных параметров разработана специализированная измерительная система, включающая в себя:

1) акселерометры (тип ADXL1002), установленные на корпусе подшипников и раме стенда,

- 2) оптоволоконный датчик перемещений Keyence для съема информации с высокоточным линейным разрешением (до 0,1 мкм),
- 3) шумомер класса 1 (Brüel & Kjær Type 2250) — для параллельной регистрации акустических эффектов.

Методика оценки вибраций

Разработанная методика оценки вибраций включает следующие этапы:

- 1) измерение временных зависимостей колебаний оси ролика (смещения и ускорения) при различных режимах нагружения,
- 2) построение спектра вибраций (БПФ) и выделение доминирующих частот,
- 3) расчет коэффициента динамичности ($\beta = A/A_0$), где A — амплитуда при вибрации, A_0 — амплитуда при статической нагрузке,
- 4) построение аппроксимационной модели по уравнению затухающего гармонического осциллятора (см. уравнение (2)),
- 5) сопоставление экспериментальных и численных результатов, полученных в ANSYS Mechanical.

Для оценки механического поведения узла применялось численное моделирование в CAE-средах ANSYS Mechanical. В процессе моделирования учитывались следующие факторы:

- 1) осевые и радиальные нагрузки, имитирующие давление шины на ролик (рисунок 5),
- 2) наличие циклического контакта с переменной силой в условиях трения,
- 3) температурное воздействие, обусловленное выделением тепла в зоне контакта,
- 4) анизотропные свойства углепластика и нелинейная деформация эластомерного слоя.

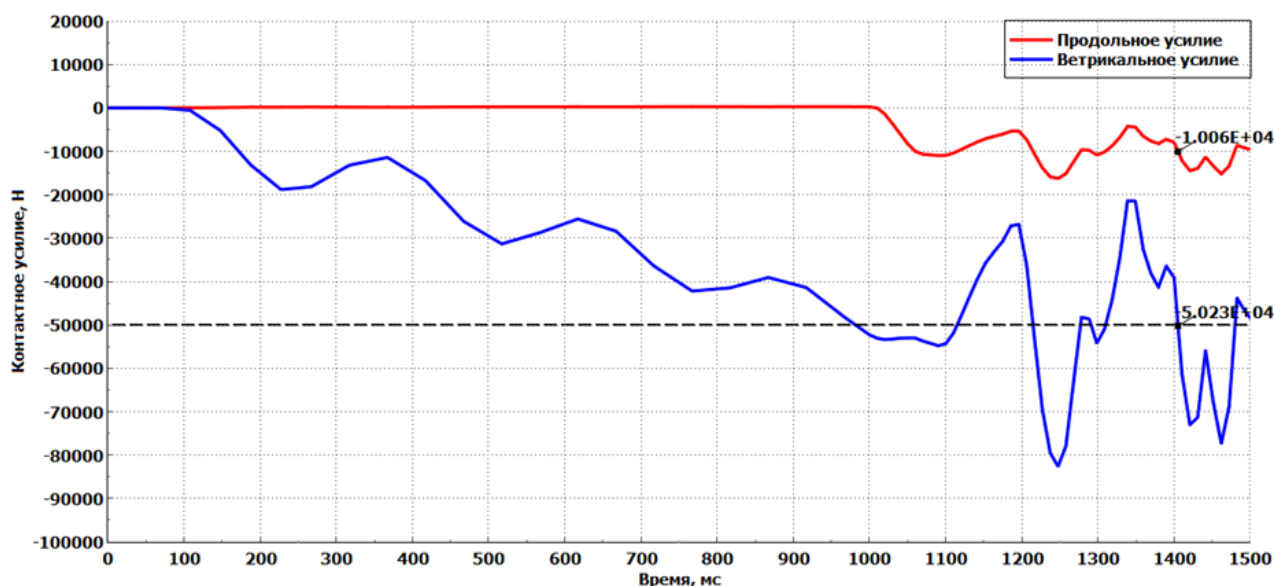


Рисунок 5 – Расчеты спроектированного ролика на осевые и радиальные нагрузки

Постановка задачи имитирует вращение колеса автомобиля с передачей угловой скорости на ролик. Максимальная угловая скорость ролика соответствует линейной скорости в точке касания колеса и изменяется от 0 м/с до 55 м/с. Между всеми частями вала установлен контакт.

Максимальная линейная скорость составляет 52 м/с. В интервалы времени 35-45 мс и 55-65 мс наблюдается рост амплитуды колебаний оси вращения, что соответствует частотам 700 Гц и 900 Гц (рисунок 6).

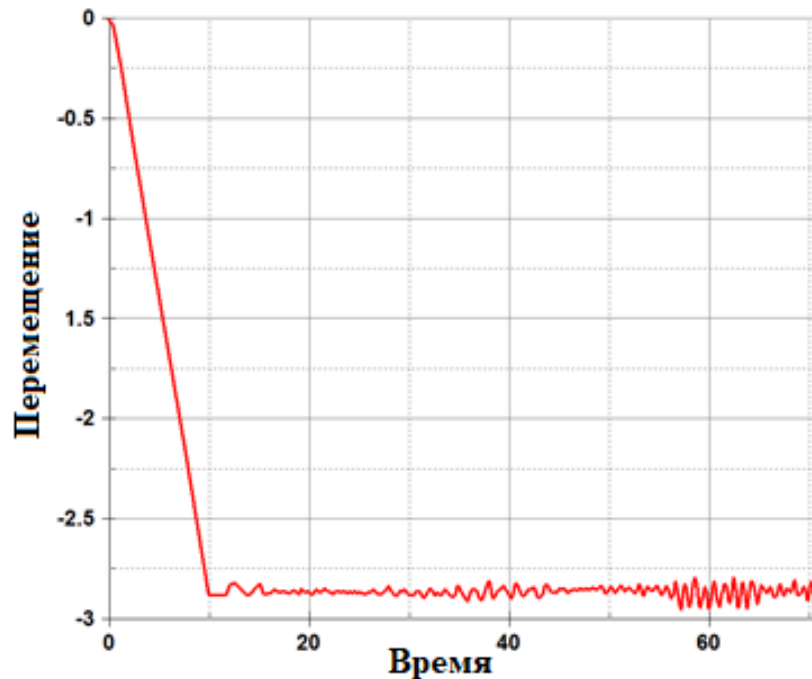


Рисунок 6 – Амплитуда колебаний ролика

Статический прогиб, который является условным нулем, относительно которого происходят колебания, также линейно зависит от нагрузки (рисунок 7).

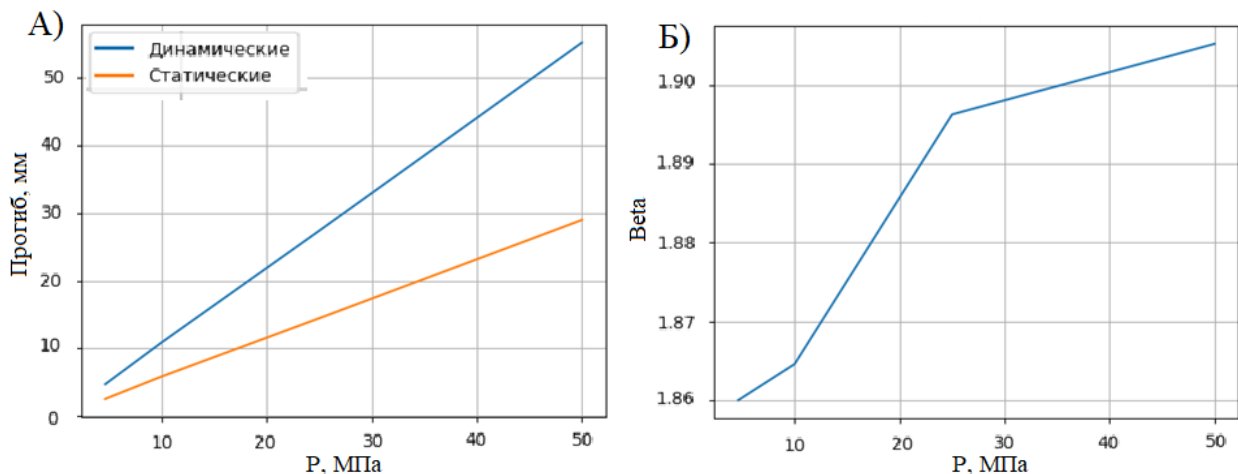


Рисунок 7 – Графики влияния нагрузки: А) – на амплитуду и прогиб вала, Б) – на коэффициент динамичности

Обе зависимости демонстрируют линейный характер зависимости от величины прикладываемой нагрузки. Исходя из графика деформации можно вычислить условный коэффициент жесткости прогиба вала при заданной нагрузке: коэф. статического прогиба = 1,834 [МПа/мм]; коэф. динамического прогиба = 0,986 [МПа/мм].

Коэффициент динамичности определяется как:

$$\beta = A/A_0 \quad (1)$$

где A - амплитуда колебаний при динамическом (вибрационном) нагружении; A_0 — амплитуда при статическом нагружении (статический прогиб под действием той же силы, но без вибраций).

При увеличении нагрузки коэффициент увеличивается, но незначительно. Увеличение нагрузки в 10 раз ведет к увеличению коэффициента в 1,021 раза.

На основе полученных результатов можно сделать аппроксимационную модель в виде уравнения гармонического осциллятора:

$$x(t) = Ae^{-\gamma t} \cos(\omega t) + C, \quad (2)$$

где A — амплитуда колебаний (динамический прогиб), $e^{-\gamma t}$ — экспоненциальное затухание с коэффициентом γ , ω — собственная частота системы, C — нулевое отклонение (статический прогиб).

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{5,5} \quad (3)$$

В рамках моделирования была построена временная зависимость прогиба вала под динамической нагрузкой. По графику колебаний определён период одной полной осцилляции — он оказался равен 5.5 мс.

Все коэффициенты определены на основе численных экспериментов по квазистатическому линейно-упругому анализу прогиба вала под воздействием внешней нагрузки. На основе полученных данных построен график возможных деформаций вала (рисунок 8).

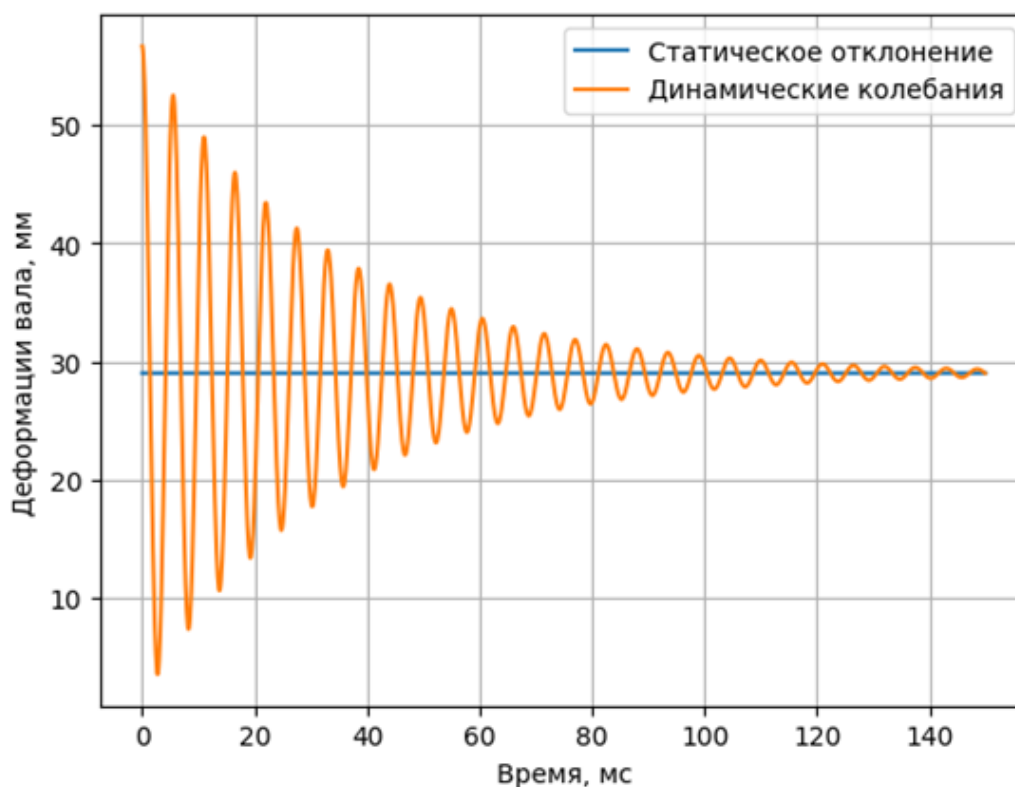


Рисунок 8 – График возможных деформаций вала

Ресурс композитного ролика оценивался на основе ускоренных циклических испытаний (300 000 циклов), имитирующих реальные нагрузки. В ходе испытаний не выявлено критических повреждений конструкции, в то время как в металлическом аналоге признаки усталости возникали после $\sim 180\,000$ циклов. Таким образом, ресурс работы узла увеличен более чем в 1,6 раза. Коэффициент безотказной работы при 250 000 циклов составил 1,0 для композита и $\sim 0,62$ для металла.

3 Результаты и их обсуждение

В ходе численного моделирования и экспериментальных испытаний было проведено сравнение динамических характеристик традиционного стального вала на подшипниках и разработанного полимерного композиционного вала с демпфирующими свойствами. Исследование показало, что в условиях вращения, эквивалентных линейной скорости до 55 м/с, традиционный стальной вал демонстрирует выраженные колебания оси вращения с характерной частотой 700–900 Гц и амплитудой до 12 мкм. Эти значения согласуются с наблюдаемыми в ходе испытаний резонансными пиками при частотах вращения, типичных для стендов, моделирующих движение автомобильных колес.

В отличие от этого, предложенная многослойная конструкция композитного ролика показала снижение амплитуды колебаний на 25–30%. Использование термопластичного эластомера с наномодифицированной структурой обеспечило эффективное гашение высокочастотных вибраций за счёт внутреннего трения и обратимой деформации.

На рисунке 9 представлено сравнение временных зависимостей отклонения оси вращения для обоих типов конструкций. На рисунке 10 показан график зависимости амплитуды от частоты стального вала без демпфирующего слоя, и вала с демпфирующим слоем.

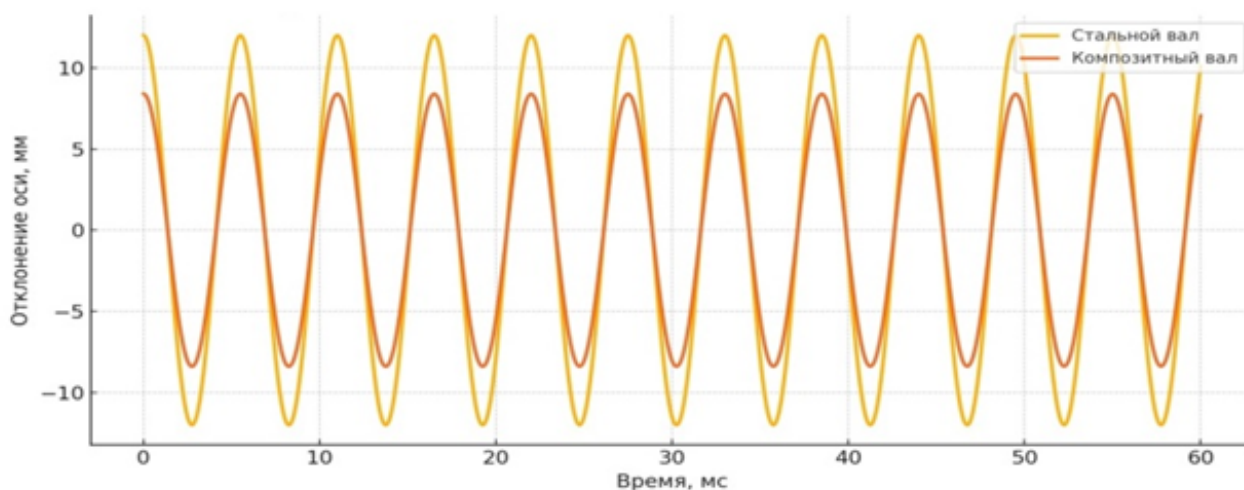


Рисунок 9 – График сравнения типов конструкции ролика

Видно, что колебания в стальном валу затухают медленно, в то время как композитный вал демонстрирует значительно более быстрое спадание амплитуды, что свидетельствует о высоком демпфирующем потенциале разработанной структуры.

Также были построены аппроксимационные модели на основе уравнения гармонического осциллятора, где коэффициенты амплитуды, затухания и смещения определялись по результатам численного анализа.

Ключевые результаты:

- 1) амплитуда динамического прогиба снижена с 12 мкм до 8.4 мкм,

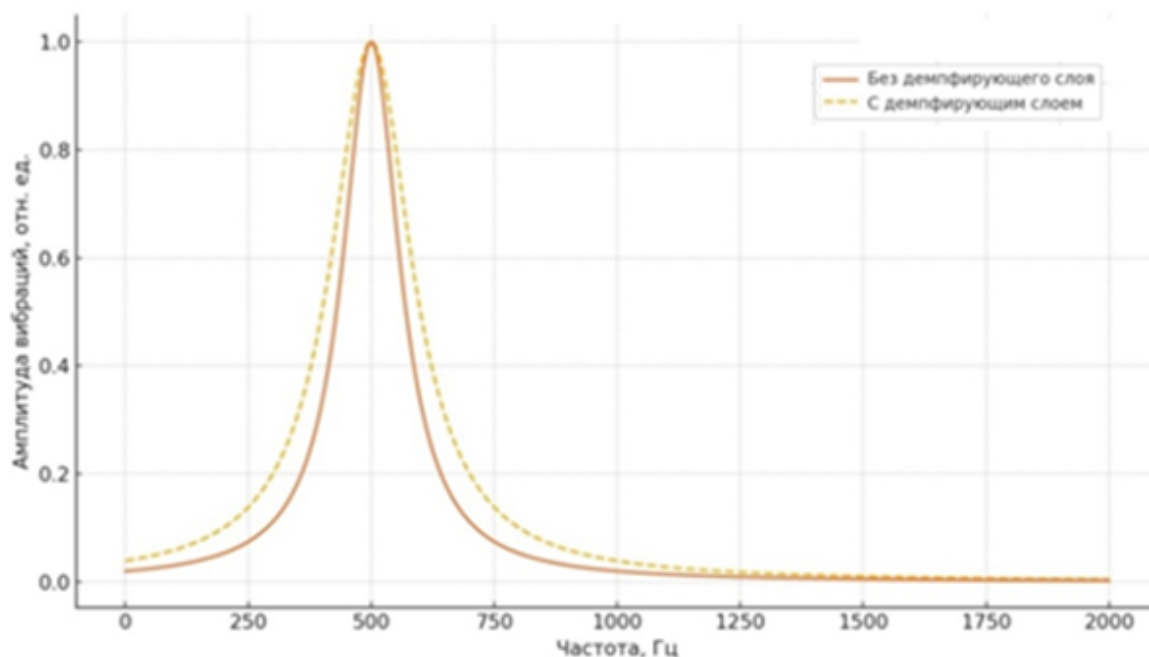


Рисунок 10 – Амплитудно-частотная характеристика ролика двух типов

- 2) время затухания колебаний уменьшено более чем в 1,5 раза,
- 3) частота собственных колебаний сохранилась, что подтверждает структурную прочность композитного решения.

Заключение

Разработанная конструкция полимерного композитного ролика с многослойной демпфирующей структурой позволила достичь следующих результатов:

- 1) снижение уровня вибраций на 25–30% по сравнению с традиционным металлическим валом,
- 2) повышение устойчивости к циклическим нагрузкам и термостойкости,
- 3) обеспечение стабильной работы испытательного стенда без искажений измерений, связанных с резонансными эффектами.

Полученные результаты подтверждают эффективность применения полимерных композитов с направленным модифицированием структуры в задачах виброгашения и проектирования высокоточных узлов испытательного оборудования.

Список использованных источников

1. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации: учебное пособие. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Печатный Цех, 2019. - 284 с. ISBN 978-5-6042448-3-8.
2. Johnson R. Vibration Analysis in Test Benches // Journal of Mechanical Engineering. - 2019. - Vol. 12, N 3.
3. Vibration. Condition Monitoring of Machines by Vibration Measurements on Rotating Shafts: GOST ISO 7919-1-2002. - М.: Стандартинформ, 2002. - 32 с.
4. Анисимов А.В., Бахарева В.Е., Николаев Г.И., Рыбин В.В. Элементы нанотехнологии в разработке подшипников скольжения из антифрикционных углеродных пластиков // Вопросы материаловедения. - 2008. - N 2 (54). - С. 132-147.

5. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
6. Комлик Е.А., Васильев А.В. Математическое описание и расчет шума системы «шины автотранспортного средства – дорожное покрытие» // Известия Самарского научного центра РАН. – Самара, 2010. – Т. 12, N 1 (9). – С. 2246-2250.
7. Luzzi S., Vassiliev A.V. A comparison of noise mapping methods in Italian and Russian experiences // В сборнике: Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acustics 2005. – С. 1051-1056.
8. Luzzi S., Alfinito L., Vasilyev A. Action planning and technical solutions for urban vibrations monitoring and reduction // В сборнике: 39th Intern.
9. Гусев Д.В., Ремшев Е.Ю., Олехвер А.И. Разработка технологического процесса нанесения полимерных композиционных покрытий с целью применения новых технологических решений при проектировании агрегатов и комплексов // Материалы международной научно-технической конференции. – Могилев, 20XX. – С. 117. – EDN ELHKTV.
10. Бобров А.А. Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении. – М.: Академия, 2016.
11. Федоренко В.А. Справочник по машиностроительным материалам. – М.: Машиностроение, 2009.
12. Kim Y. Polymer Composites for Vibration Damping // Advanced Materials. – 2022. – Vol. 34, N 5. – P. 112-120.
13. Roberts L. Carbon Fiber Reinforced Structures. – London: Springer, 2020. – 356 p.
14. Davis M. Hybrid Metal-Polymer Composites // Composites Science. – 2021. – Vol. 45, N 3. – P. 210-225.
15. White S. Testing Methodologies for Automotive Components. – New York: McGraw-Hill, 2022. – 284 p.
16. Zhang L., Zhao J., Huang Y. Ionic liquids modified thermoplastic elastomers with enhanced damping and thermal resistance properties // Polymer Testing. – 2020. – Vol. 88. – Article 106561. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2020.106561.
17. Shen J., Wang X., Li Y., Xue Y. Hybrid nanocomposite elastomers with organosilica aerogels for superior vibration damping // Composites Science and Technology. – 2018. – Vol. 165. – P. 148-156. DOI: 10.1016/j.compscitech.2018.06.013.
18. Васильева А.В., Забалканская Л.Э., Буторина М.В., Васильев А.П. Расчет затухания шума железнодорожного транспорта в условиях жилой городской застройки // Noise Theory and Practice. – 2024. – Т. 10, N 4. – С. 49-58.

References

1. Ivanov N.I., Shashurin A.E. Protection from noise and vibration: study guide. – 2nd ed., revised and supplemented. – St. Petersburg: Printing Shop, 2019. – 284 p. ISBN 978-5-6042448-3-8.
2. Johnson R. Vibration Analysis in Test Benches // Journal of Mechanical Engineering. – 2019. – Vol. 12, No. 3.
3. Vibration. Condition Monitoring of Machines by Vibration Measurements on Rotating Shafts: GOST ISO 7919-1-2002. – Moscow: Standartinform, 2002. – 32 p.
4. Anisimov A.V., Bahareva V.E., Nikolaev G.I., Rybin V.V. Nanotechnology Elements in the Development of Sliding Bearings from Antifriction Carbon Plastics // Voprosy Materialovedeniya (Materials Science Issues). – 2008. – N 2 (54). – P. 132-147.

-
5. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Fundamentals of Vibroacoustics: Textbook for Universities. - St. Petersburg: Polytechnica, 2000. - 482 p.: ill.
 6. Komlik E.A., Vasiliev A.V. Mathematical Description and Noise Calculation of the 'Vehicle Tire – Road Surface' System // Proceedings of Samara Scientific Center of RAS. - Samara, 2010. - Vol. 12, N 1 (9). - P. 2246-2250.
 7. Luzzi S., Vassiliev A.V. A Comparison of Noise Mapping Methods in Italian and Russian Experiences // In: Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acoustics 2005. - P. 1051-1056.
 8. Luzzi S., Alfinito L., Vasilyev A. Action Planning and Technical Solutions for Urban Vibrations Monitoring and Reduction // In: 39th Intern.
 9. Gusev D.V., Remshev E.Yu., Olekhver A.I. Development of Technological Process of Applying Polymer Composite Coatings to Implement New Technological Solutions in Design of Units and Complexes // Proceedings of International Scientific and Technical Conference. - Mogilev, 20XX. - P. 117. - EDN ELHKTV.
 10. Bobrov A.A. Application of Polymer Composite Materials in Mechanical Engineering. - Moscow: Academia, 2016.
 11. Fedorenko V.A. Handbook of Mechanical Engineering Materials. - Moscow: Mashinostroenie, 2009.
 12. Kim Y. Polymer Composites for Vibration Damping // Advanced Materials. - 2022. - Vol. 34, N 5. - P. 112-120.
 13. Roberts L. Carbon Fiber Reinforced Structures. – London: Springer, 2020. - 356 p.
 14. Davis M. Hybrid Metal-Polymer Composites // Composites Science. - 2021. - Vol. 45, N 3. – P. 210–225.
 15. White S. Testing Methodologies for Automotive Components. – New York: McGraw-Hill, 2022. - 284 p.
 16. Zhang L., Zhao J., Huang Y. Ionic Liquids Modified Thermoplastic Elastomers with Enhanced Damping and Thermal Resistance Properties // Polymer Testing. - 2020. - Vol. 88. - Article 106561. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2020.106561.
 17. Shen J., Wang X., Li Y., Xue Y. Hybrid Nanocomposite Elastomers with Organosilica Aerogels for Superior Vibration Damping // Composites Science and Technology. - 2018. - Vol. 165. - P. 148-156. DOI: 10.1016/j.compscitech.2018.06.013.
 18. Vasilieva A.V., Zabalkanskaya L.E., Butorina M.V., Vasiliev A.P. Noise Attenuation Calculation of Railway Transport in Residential Urban Areas // Noise Theory and Practice. - 2024. - Vol. 10, N 4. - P. 49-58.

УДК: 699.844.1

OECD: 2.01 FA

Физические модели прохождения звука в методе сосредоточенных параметров при расчете звукоизоляции ограждающих конструкций зданий

Захаров А.В.¹, Салтыков И.П.^{2*}¹К.т.н., профессор, ²Старший преподаватель,^{1,2}Кафедра Архитектуры, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ), г. Москва, РФ

Аннотация

Изучаются физические модели прохождения звука через однородные пластины в стандартном частотном спектре, который поделён на три условных частотных диапазона по аналогии с методикой действующего свода правил. Показано, что в первом частотном диапазоне, до граничной частоты волнового совпадения, при нормальном падении звука на пластину неразрывность её поверхностей с фронтами падающей, прошедшей и отраженной волн нарушаются по обеим поверхностям, кроме точек контакта амплитудных значений изгибных волн пластины с поверхностями плоских фронтов звуковых волн. Такая картина нарушения неразрывности при передаче движения может быть представлена моделью удара дискретного фрагмента пластины по воздушной волне, то есть, как взаимодействие твердого тела с фрагментом волновой среды. После частоты волнового совпадения движение передаётся между фрагментами сред распространения звука, являющихся волновыми объектами. То есть, на втором условном частотном диапазоне передача звуковой энергии протекает интенсивнее, что влечёт снижение звукоизоляции. В рассматриваемых моделях прохождения звука учитывается снижение звукоизоляции за счёт интерференционной картины в пластине.

Ключевые слова: граница сред, законы сохранения, приведённая масса, сосредоточенная масса, изоляция воздушного шума, строительные ограждения

Physical models of sound transmission in the concentrated parameters method for calculating sound insulation of enclosing structures

Zakharov A.V.¹, Saltykov I.P.^{2*}¹Ph.D., professor, ²Senior Lecturer,^{1,2}Department of Architecture, National Research Moscow State University of Civil Engineering (NRU MGSU), Moscow, Russia

Abstract

Physical models of sound transmission through homogeneous plates in the standard frequency spectrum are studied, which is divided into three conditional frequency ranges in analogy with the methodology of the current set of rules. It is shown that in the first frequency range, up to the boundary frequency of wave coincidence, when sound falls normally on a plate, the continuity of its surfaces with the fronts of the incident,

*E-mail: vincsalt@mail.ru (Салтыков И.П.)

transmitted, and reflected waves is violated on both surfaces, except for the points where the amplitude values of the plate's bending waves contact the surfaces of the flat sound wave fronts. Such a picture of the discontinuity violation in the transmission of motion can be represented by the model of the impact of a discrete fragment of the plate on the air wave, that is, as the interaction of a solid body with a fragment of the wave medium. After the frequency of the wave coincidence, the movement is transmitted between the fragments of the sound propagation media, which are wave objects. That is, in the second conditional frequency range, the transmission of sound energy is more intense, which leads to a decrease in sound insulation. The sound transmission models under consideration consider the reduction of sound insulation due to the interference pattern in the plate.

Keywords: boundary of media, conservation laws, reduced mass, concentrated mass, isolation of air noise, building fences

Введение

Изоляция воздушного звука в зданиях однослойными ограждениями виде стен и перекрытий постоянно находится под пристальным вниманием специалистов [1]–[2], поскольку эти ограждения одновременно являются и несущими, составляя, при этом, самую большую долю всех конструкций здания. К таким конструкциям, которые являются пластинами, выполненными из соответствующих строительных материалов, одновременно предъявляются требования прочности и звукоизоляции.

В настоящее время теория и практика обеспечивают достаточную надежность строительных пластин по прочности. Надежность звукоизоляции этих пластин обеспечивается стандартными нормами расчета, основанными на большом объеме натурных и экспериментальных измерений, в том числе и с применением передовых измерительных методов [3]. При этом, теоретическая обоснованность действующих норм расчета содержит ряд противоречий, обсуждаемых специалистами. В данной статье обсуждаются два таких противоречия. Первое противоречие относится к изоляции пластины при падении на неё звука под различными углами. В принятой на сегодняшний день теории формула звукоизоляции (1) [4]–[5], стандартная запись «закона массы», имеет косинус угла падения звуковых лучей в числителе дроби под логарифмом. Это обуславливает невероятно малую звукоизоляцию пластины при падении на неё звука под так называемыми «скользящими» углами, малыми к её поверхности, в диапазоне до частоты волнового совпадения. По этой причине, звуковые волны, «скользящие» по пластине, объявляются несуществующими, что противоречит фундаментальному положению теории диффузности звукового поля. Имеется противоречие и в логике процесса измерения звукоизоляции: в прямоугольном помещении на стену, звукоизоляция которой измеряется, скользящие волны не падают, но тут же возникают при нормальном падении на другую стену, нормально примыкающую к первой стене.

Одной из особенностей метода сосредоточенных параметров [6]–[7], рассматриваемых в данной статье, является то, что в основной формуле звукоизоляции пластины, косинус угла падения волны находится в знаменателе, что обеспечивает рост звукоизоляции с увеличением значения косинуса. В этом случае результаты расчета и измерения звукоизоляции полностью согласуются без необходимости исключения скользящих волн.

Другое противоречие относится к трактовке явления волнового совпадения, описанному Л. Кремером в 1942 при рассмотрении процесса распространения звуковой волны через пластину, разделяющую воздушную среду [8]. При этом звук в пластине передается изгибной волной, скорость распространения которой возрастает с частотой, а скорость звука в воздухе постоянна. Явление волнового совпадения наблюдается на частотах, при которых скорость распространения изгибных волн в пластинах превышает

скорость распространения звука в воздухе. При волновом совпадении скорость колебаний частиц воздуха и пластины увеличивается, что приводит к снижению звукоизоляции пластины. На первый (и привычный) взгляд это увеличение колебаний вызвано механическими резонансами, которые возникают при совпадении частот собственных колебаний инерционно-упругого объекта с частотами вынуждающих колебаний. Но, в инерционно-упругих объектах, к которым в данном случае относятся сплошная, трехмерная среда воздуха и двухмерная среда пластины, в постановке задачи определения коэффициентов отражения и прохождения звука, принимаются безграничными, и, следовательно, собственных частот и резонансов не имеют. Это обстоятельство вынудило разработчиков темы в разные годы давать явлению волнового совпадения не очень корректные названия: «акустическое замыкание», «пространственно-частотный резонанс (полный и не полный)», «самосогласование волн». В действительности, волновое совпадение, как физический термин, вполне самодостаточен, однозначен и в других наименованиях не нуждается. Его действительный смысл заключается в существовании неразрывности, то есть совпадении фаз колебаний в любой точке контакта пластины на границе сред [9]. Это обстоятельство является второй особенностью теоретической основы метода сосредоточенных параметров. Также, рассматривая второе противоречие, нельзя не упомянуть о резонансных явлениях в пластине и поправках на снижение изоляции пластины, ими обусловленных. С точки зрения разработчиков описываемого метода, интерференционная картина в пластине образуется только за счёт сложения отражённых от торцов закрепления волн с вновь образующимися волнами, а колебания воздуха в рассматриваемом помещении учитываются опосредованно, с помощью поправок на демпфирующее действие воздуха. Нахождения поправок на резонансные явления является третьей особенностью метода сосредоточенных параметров.

Рассмотрим подробнее упомянутые выше особенности.

1 Прохождение звука через однородную однослойную пластину

Формула основного закона в классической акустике, «закона массы» с учётом диффузности звукового поля, была получена А. Шохом [7]:

$$R = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\pi \cdot m \cdot f \cdot \cos \theta}{\rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right], \quad (1)$$

где θ – угол между нормалью к поверхности звукоизолирующей пластины и направлением падения плоской звуковой волны, град.; m – поверхностная плотность пластины, кг/м², ρ_0 – плотность воздуха, 1,3 кг/м³; c_0 – скорость распространения звука в воздухе, 340 м/с; f – частота колебаний, Гц.

Для того, чтобы её вид имел математический и физический смысл, необходимо, чтобы косинус в числителе не равнялся 0°, так как тогда изоляция примет значения, равные или близкие 0 дБ. Поэтому, в классическом подходе к звукоизоляции [4]–[5], значения угла берутся в пределах от 0 до 75°, что не соответствует реальным наблюдениям в помещениях с перпендикулярными стенами: с одной стороны, «скользящих», движущихся параллельно поверхностям волн не существует, с другой стороны, эти же волны в диффузном поле фиксируются, когда падают под прямым углом к поверхности стены, перпендикулярной первой.

Метод сосредоточенных параметров предлагает альтернативный взгляд на эту проблему. Используя законы сохранения классической механики и соблюдение неразрывности при передаче звуковой энергии на границе сред, можно получить уравнения коэффициента прохождения звука по скорости и для вычисления звукоизоляции,

не противоречащие состоянию (принципу) диффузности звукового поля.

Как в работах [6]-[11], фрагменты сплошных сред могут аппроксимироваться материальными точками, придавая сплошным средам свойства дискретности. В методе сосредоточенных параметров такие объекты называются «приведёнными массами», по своей сути являющиеся объёмами сред, ограниченными площадями поперечного сечения и длиной волны на рассматриваемой частоте [12], рассчитываются по формуле (2):

$$\mu = \rho S/k = \frac{\rho S \lambda}{2\pi} = \frac{\rho c S}{2\pi f} = \frac{\rho c S}{\omega} = \frac{\rho c T S}{2\pi}, \text{ кг}, \quad (2)$$

где k – волновое число, м^{-1} , выполняет роль коэффициента приведения сосредоточенной массы волнового луча к сосредоточенной массе дискретного тела; λ – длина гармонической волны, м ; ρ – плотность материала пластины, $\text{кг}/\text{м}^3$; S – единичная площадь поперечного сечения волнового луча, м^2 ; c – скорость распространения волны, $\text{м}/\text{с}$; T – период колебаний, с ; ω – круговая частота колебаний, $2\pi/\text{с}$; ρc – волновое сопротивление.

Здесь волновое число выполняет роль коэффициента приведения сосредоточенной массы волнового луча к сосредоточенной массе дискретного тела. Таким образом, дискретные фрагменты сред распространения звука могут быть представлены как приведёнными массами, при наличии в средах или телах распространения звука волнового движения, так и сосредоточенными массами, представляющими собой твёрдый, несжимаемый объект до некоторой предельной частоты $f_{ult.}$, вычисляемой по формуле (3):

$$f_{ult.} \geq \frac{c}{2\pi L}, \text{ с}^{-1}, \quad (3)$$

где L – размер тела или среды, вдоль которого распространяются звуковые колебания, м .

Как показано в работах [12]-[13], формула (3) является критерием для перехода от объекта среды или тела, принимаемого в качестве сосредоточенной массы, к объекту среды или тела, принимаемого в качестве приведённой массы μ .

В работах [11]-[13] показано решение задачи падения звуковой волны на границу двух сред с использованием аналогии между упругим столкновением шаров Бернулли [14] и столкновением выделенных фрагментов двух сред, выражаемых, как было сказано выше, приведёнными массами. Математически взаимодействие приведённых масс описывается через закон сохранения количества движения и закон сохранения кинетической энергии.

Для решения задачи падения звуковых лучей на плоскую однородную пластину в упомянутых работах также даётся решение. Приведённой массе воздуха соответствует единичное сечение падающего нормально (рисунок 1а) или под углом к пластине (рисунок 1с) звукового луча, ограниченного длиной волны на рассматриваемой частоте. рисунок 1b иллюстрирует несоблюдение условия неразрывности при отсутствии косинусов, корректирующих ширины падающего и прошедшего лучей.

Единичный фрагмент воздушной среды, обладая эффективной единичной скоростью, воздействует на фрагмент пластины и фрагмент воздушной среды за ней. Закон сохранения кинетической энергии и закон сохранения количества движения в этом случае будут записаны в виде системы из уравнений (4) и (5). Уравнение (6) является сокращённой наглядной формой записи для уравнения (5).

$$\frac{(\mu \cdot \cos\theta) \cdot v^2}{2} = \frac{(\mu \cdot \cos\theta) \cdot (v\beta)^2}{2} + \frac{(\mu \cdot \cos\theta + m) \cdot (v\alpha)^2}{2}, \quad (4)$$

$$\frac{(\mu \cdot \cos\theta) \cdot v}{\cos\theta} = \frac{(\mu \cdot \cos\theta) \cdot (v\beta)}{\cos\theta} + \frac{(\mu \cdot \cos\theta + m) \cdot (v\alpha)}{\cos\theta}, \quad (5)$$

$$\mu \cdot v = \mu \cdot (v\beta) + (\mu + m/\cos\theta) \cdot (v\alpha), \quad (6)$$

где v – единичная скорость движения фрагмента среды; β – коэффициент отражения колебательной скорости (виброскорости); α – коэффициент прохождения колебательной скорости (виброскорости); m – сосредоточенная масса звукоизолирующей пластины; θ – угол, под которым падают звуковые лучи на пластину.

Косинусы корректируют ширины лучей для соблюдения условий неразрывности, что представлено на рисунке 1с. После сокращения косинусов получается уравнение (6).

Решением уравнений (4) и (5) является коэффициент прохождения по колебательной скорости (виброскорости), формула (7):

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{m}{2\mu \cdot \cos\theta}}, \quad (7)$$

где m – сосредоточенная масса звукоизолирующей пластины; μ – приведённая масса воздуха; θ – угол падения звукового луча.

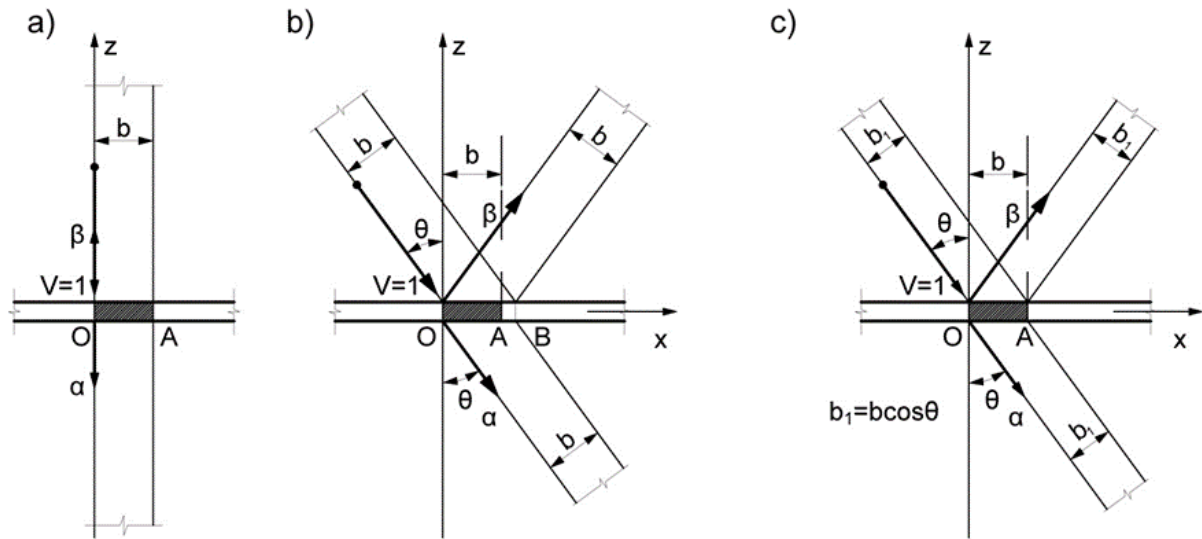
Математически положение косинуса угла падения звука в формуле (7) таково, что максимальное значение коэффициента α будет достигаться при равенстве угла падения звука $\theta = 0^\circ$, то есть, при нормальном падении звуковых лучей на пластину. Тогда, по определению звукоизоляции, как показано в работах [12]-[13], до частоты волнового совпадения изоляция находится по формуле (8):

$$\begin{aligned} R_1 &= 10 \lg \frac{1}{\alpha^2} = 10 \lg \left(1 + \frac{m}{2\mu_a \cdot \cos\theta} \right)^2 = 10 \lg \left(1 + \frac{\pi m}{\rho_0 \lambda_0 \cos\theta} \right)^2 = \\ &= 10 \lg \left(1 + \frac{\pi m f}{\rho_0 c_0 \cdot \cos\theta} \right)^2, \end{aligned} \quad (8)$$

где λ_0 – длина продольной волны в воздухе, м; m – сосредоточенная масса пластины (поверхностная плотность, при S звукового луча 1 м^2), кг/м², μ_a – приведённая масса воздуха, кг/м² (при S звукового луча 1 м^2).

Данная формула математически соответствует физической модели распространения звука через преграду в диапазоне до волнового совпадения: приведённая масса воздуха ударяет по сосредоточенной массе пластины и приведённой массе воздуха за ней, передавая им свой импульс и кинетическую энергию, уравнения (4) и (5) [6]-[12].

Если в этой формуле косинус примет значение 1 (случай нормального падения), звукоизоляция примет минимальное значение, которое рационально использовать в реальных инженерных расчётах. При этом падение волн под другими углами также не противоречит математическому и физическому смыслам формулы (8), в отличие от формулы (1) с косинусом, стоящим в числителе, что соответствует условиям диффузности звукового поля.



Обозначения: b – единичная ширина луча; b_1 – скорректированная для соблюдения условий неразрывности ширина звукового луча; θ – угол падения звукового луча; α – направление прошедшего через пластину луча; β – направление отражённого от пластины луча; OA – след падающего луча при соблюдении условия неразрывности; OB – след падающего луча при несоблюдении условия неразрывности на рисунке 1b; V – единичная скорость; x, z – наименования осей абсцисс и ординат в пространстве, соответственно

Рисунок 1 – Иллюстрация к соблюдению, схема (a), и несоблюдению, схема (b), условия неразрывности при падении звукового луча на преграду: а) – нормальное падение звукового луча – неразрывность соблюдена, единый размер следа падающего и отражённого лучей OA ; б) – вариант косоугольного падения луча с разрывом массивного слоя на величину AB ; с) – вариант наклонного падения с соблюдением условия неразрывности: следы падающего, отражённого и преломлённого лучей совпадают со следом OA нормально падающего луча в соответствии с [11]

В работе [12] показано, что на частотах выше частоты волнового совпадения, по критерию (3) пластина рассматривается как «волновод», то есть является в соответствии с предлагаемым методом приведённой массой $\mu_{pl.}$:

$$\begin{aligned}
 R_2 &= 10 \lg \frac{1}{\alpha^2} = 10 \lg \left(1 + \frac{\mu_{pl.}}{2\mu_a \cdot \cos \theta} \right)^2 = 10 \lg \left(1 + \frac{m}{2\rho_0 \lambda_0 \cdot \cos \theta} \right)^2 = \\
 &= 10 \lg \left(1 + \frac{mf}{2\rho_0 c_0 \cdot \cos \theta} \right)^2, \quad (9)
 \end{aligned}$$

где $\mu_{pl.}$ – приведённая масса звукоизолирующей преграды (пластины), кг/м^2 , рассчитываемая по формуле (2).

Модель прохождения звука через изолирующую преграду по формуле (9) проявляется в виде одновременного столкновения приведённой массы воздушной среды с приведённой массой преграды и приведённой массой воздушной среды, прилегающей к преграде с другой её стороны.

В методе сосредоточенных параметров учитываются звуковые волны, падающие только под прямым углом, дающие частотные характеристики с минимальными значениями изоляции, что важно при решении инженерных задач.

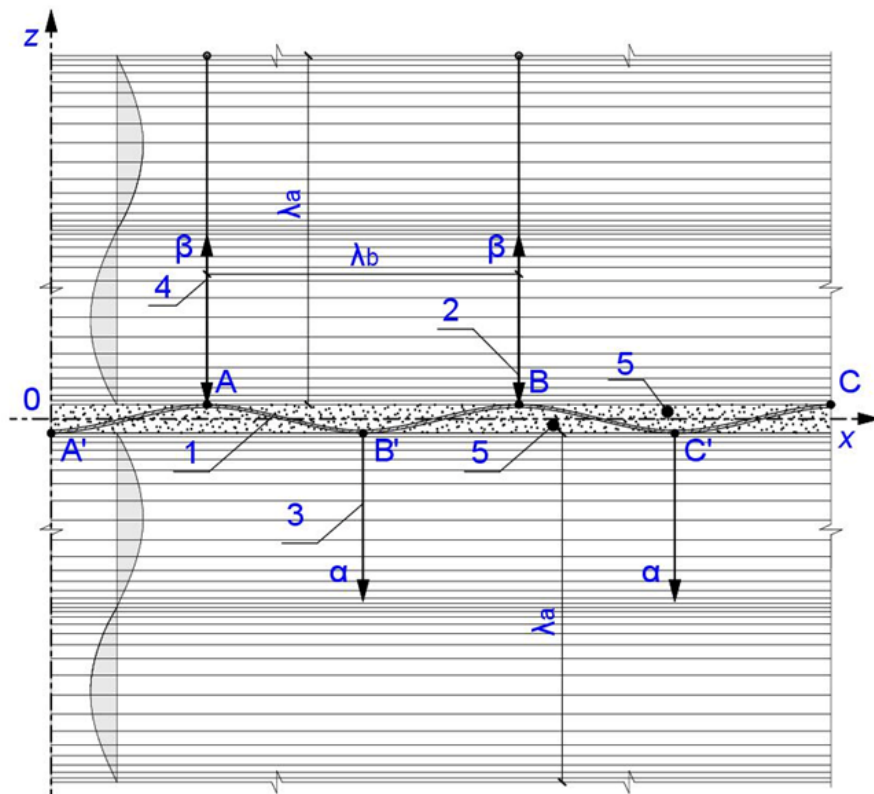
2 Представление о явлении волнового совпадения в свете рассматриваемого метода

В методике действующих нормативных документов [15] даются стандартные частотные кривые для массивных и лёгких ограждающих конструкций. С точки зрения графоаналитического метода расчёта важное значение имеет граничная частота, f_L , начиная с которой фиксируется значительное снижение звукоизоляции, статистически подтверждаемое и графиками натурных измерений. Явление «волнового совпадения» и частоты, начиная с которой оно происходит («граничной») было введено и впервые объяснено Кремером [8]: начиная с некоторой текущей частоты след длины падающей под углом на пластину воздушной звуковой волны совпадает с длиной волны изгиба в пластине, что приводит к возрастанию амплитуды изгибных колебаний и увеличению прохождения звуковой энергии через неё. В дальнейшем, в работах Седова М.С. и его учеников [16]-[17], описывающих прохождение звука через однородную пластину как «резонансное» и «инерционное», данная частота соответствовала началу диапазона «полных пространственных резонансов» [16]. С точки зрения рассматриваемого метода, объяснение явления провала кривой изоляции в окрестности граничной частоты f_L , выглядит иначе.

Известно, что для передачи звуковой энергии на границе соприкосновения воздуха и материала пластины должно соблюдаться условие «неразрывности». При падении звука под углами, близкими к прямому, на колеблющуюся пластину фронт падающей волны касается максимумов амплитуд изгибных колебаний пластины, что представлено на рисунке 2. В пространстве между максимальными точками изгибов образуется ближнее звуковое поле и происходит перекачка звуковой энергии, величина которой, однако, незначительна по сравнению с величиной энергии приведенной массы воздуха. Таким образом, состояние неразрывности наблюдается лишь частично. Частичное соблюдение условия неразрывности позволяет звуковой энергии в меньшей степени проходить через пластину по сравнению с диапазоном после волнового совпадения. Следует заметить, что метод сосредоточенных параметров позволяет не учитывать особенности энергетического переформирования ближнего поля пластины, но при этом иметь дело с результатом взаимодействия фрагмента воздушной среды и изолирующей преграды. С этой точки зрения, он аналогичен методу вычисления скоростей соударяющихся тел И. Бернулли после их взаимодействия, когда влияние упругих колебаний в объёмах тел в расчётах игнорируется.

Начиная с граничной частоты в диффузном звуковом поле неминуемо будут находиться волны с углами падения на пластину, при которых их геометрические следы будут совпадать с длинами волн изгиба. Энергия колебаний воздушных волн будет с гораздо большей интенсивностью проходить через содержащую волны изгиба пластину, тем самым снижая её изоляцию, что для одной такой волны интерпретирует рисунок 3.

Таким образом, вторую особенность метода сосредоточенных параметров можно охарактеризовать следующим образом: вместо пространственно-частотного резонанса, принятого за основу при объяснении провала в звукоизоляции, начиная с граничной частоты, в методе сосредоточенных параметров рассматриваются два режима работы пластины: в состоянии частичной неразрывности при передаче звуковой энергии и с состоянием полной неразрывности. Для существования же резонанса требуется совпадение вынуждающей частоты колебания с собственной, но, у бесконечной пластины, рассматриваемой в теории классической звукоизоляции, собственных частот колебаний не существует.



Обозначения: α – направление прошедшего через пластину луча; β – направление отражённого от пластины луча; λ_a – длина продольной волны в воздухе; λ_b – длина изгибной волны в пластине; x, z – наименования осей абсцисс и ординат в пространстве, соответственно

Рисунок 2 – Прохождение звуковой волны через бесконечную пластину при нормальном падении в диапазоне до частоты волнового совпадения: 1 – эпюра изгибной волны пластины; 2, 3, 4 – эпюры соответственно падающей, прошедшей и отраженной звуковых волн; 5 – зоны «перекачки» энергии колебаний воздуха («ближнее» поле); A, B, C, A', B', C' – точки контакта

3 Резонансные явления в пластине

Влияние прилегающего воздуха в методе сосредоточенных параметров также учитывается вводимыми поправками на его демпфирующее действие до и после волнового совпадения ΔR_{a1} и ΔR_{a2} соответственно; подробнее данный вопрос раскрыт в работах [18]-[19]. Возрастание амплитуд волн при сложении бегущей и отражённой волн возникают в том случае, если по длинному или короткому размерам пластины укладывается целое число полуволн, частоты возникновения можно определить по формуле [19]-[20]:

$$f_n = \frac{0,45 \cdot c_{pl.l.} \cdot h_{pl.} \cdot n^2}{b^2}, \text{ Гц}, \quad (10)$$

где n – порядковый номер резонанса, b – наикратчайший горизонтальный или вертикальный размер пластины (перегородки), м; $c_{pl.l.}$ – скорость продольных волн в пластине.

Степень интенсивности резонансных явлений будет характеризоваться оттоком энергии в примыкающие конструкции в узлах закрепления пластины и рассеиванием энергии за счёт внутреннего трения в материале пластины. В основном, энергия изгибных

Рисунок 3 – Прохождение звуковой волны через бесконечную пластину при наклонном падении в диапазоне частот волнового совпадения: 1 – эпюра изгибной волны пластины; 2, 3, 4 – эпюры соответственно падающей, прошедшей и отраженной звуковых волн

$$\Delta R_{res.} = 20lg \frac{1}{1-\beta}, \text{ дБ}, \quad (11)$$

Найти коэффициенты отражения в рассматриваемом методе возможно также с использованием уравнений закона сохранения количества движения (12) и закона сохранения кинетической энергии (13). В данном случае выражено упругое взаимодействие сосредоточенных или приведённых масс пластины с примыкающими конструкциями. В большинстве случаев используются приведённые массы, рассчитываемые по формуле (2), так как в пластинах фиксируется волновое движение.

$$\mu_{pl.} \cdot v = \mu_{pl.} \cdot v \cdot \beta + \mu_w. \cdot v \cdot \alpha, \quad (12)$$

$$\frac{\mu_{pl.} \cdot v^2}{2} = \frac{\mu_{pl.} \cdot (\beta v)^2}{2} + \frac{\mu_w. \cdot (\alpha v)^2}{2}, \quad (13)$$

где $\mu_w.$ – приведённая масса примыкающей стены акустической камеры, кг, при изгибных волнах.

Из совместного решения данных уравнений находятся коэффициенты отражения по колебательной скорости β_1 и β_2 . При закреплении относительно тонкой пластины между массивными строительными конструкциями вполне возможно ограничиться линейной задачей с жёсткой заделкой по двум контурам, особенности других вариантов закрепления рассматриваются в работах [20]–[21].

Влияние снижающих изоляцию поправок за счёт резонансных явлений наглядно показано на графике рисунка 4. Для массивных ограждений значение поправок с частотой снижается, в ориентировочных практических расчётах их значениями можно пренебречь.

Заштрихованной областью показана область возникновения резонансов (ниже линии R) и антирезонансов (выше линии R): R – кривая звукоизоляции, дБ; ΔR – поправка на резонансы или антирезонансы, дБ; f_L – частота волнового совпадения, Гц; f – текущая частота, Гц; β – коэффициент отражения

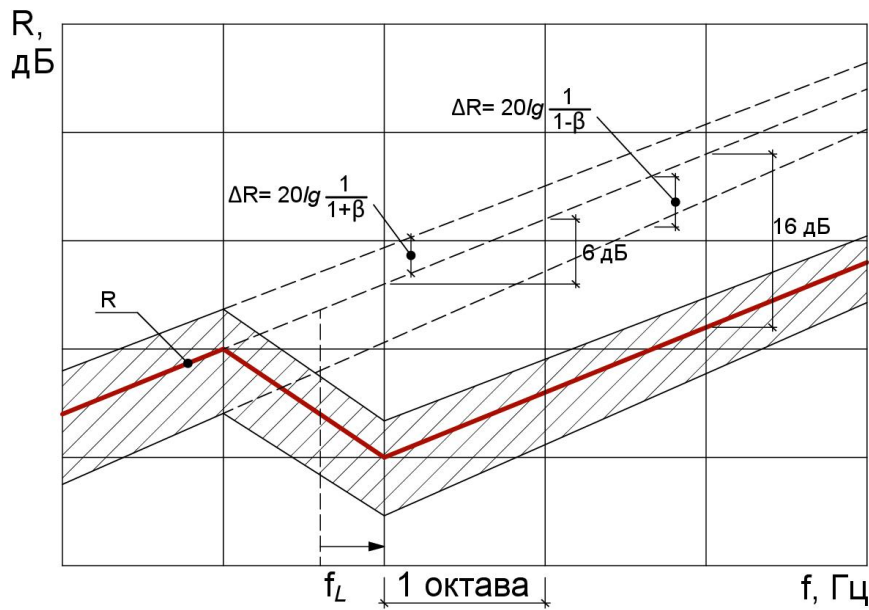


Рисунок 4 – Схема построения расчётной кривой для однослойных перегородок

В итоге, на первом и втором условных частотных диапазонах суммарная изоляция на текущей частоте будет складываться из изоляции по закону масс по формулам (8) или (9) и поправки на демпфирующее действие воздуха ΔR_a . [18] за вычетом поправки на резонансы по формуле (11), выражения (14) и (15):

$$R_{tot.1} = R_1 - \Delta R_{res.} + \Delta R_{a1}; f < f_L, \quad (14)$$

$$R_{tot.2} = R_2 - \Delta R_{res.} + \Delta R_{a2}; f \geq f_L, \quad (15)$$

где R_1 и R_2 – значения звукоизоляции в первом и во втором частотных диапазонах, соответственно, дБ; $\Delta R_{rez.}$ – поправка на снижение звукоизоляции за счёт резонансов, дБ;

ΔR_a – поправка на демпфирующее действие воздуха, дБ; f – текущая частота, Гц; f_L – частота волнового совпадения, Гц.

Формулы (14), (15) полностью применимы для построения частотных характеристик при исследовании лёгких тонких ограждений, где в соответствии с требованиями норм рассматриваются диапазоны до частоты волнового совпадения и после неё. На графиках звукоизоляции массивных ограждений появляется горизонтальный прямой участок, где преобладают изгибные и волны сдвига; подробная методика расчёта приводится в работах [22] и [23]. Пример построения графика в соответствии с представленным методом представлен на рисунке 5.

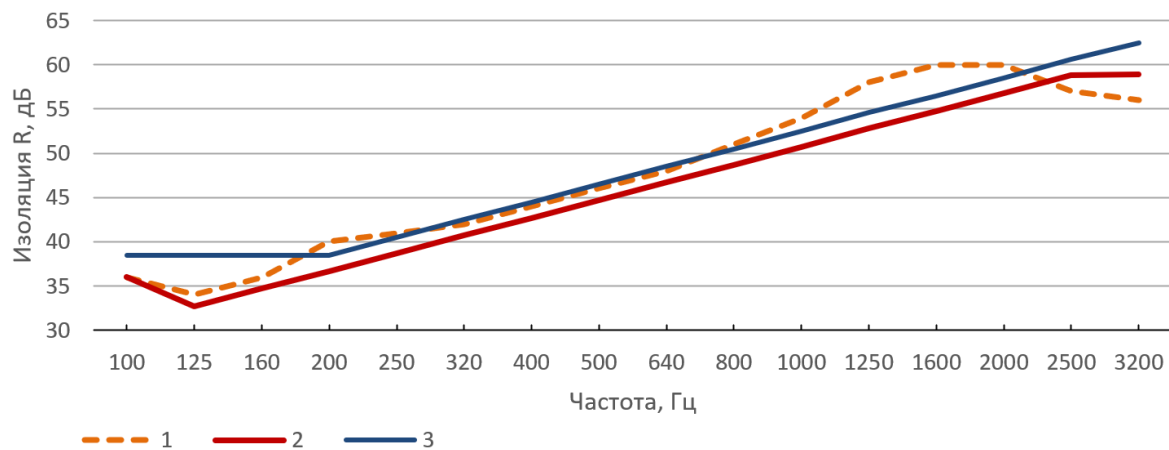


Рисунок 5 – Частотные характеристики для железобетонной панели, толщиной 140 мм: 1 – экспериментальные данные; 2 – частотная кривая по приведённому в статье методу; 3 – частотная характеристика на основе методики СП

Заключение

Подводя итоги представленной публикации, сформулируем основные выводы:

1. Рассмотрены особенности вычисления звукоизоляции для однослойных однородных ограждающих конструкций согласно методу сосредоточенных параметров;
2. Показана целесообразность расчёта изоляции воздушного шума только с учётом нормального падения звуковых лучей на преграду;
3. Дано объяснение явлению «волнового совпадения» согласно условиям неразрывности передачи звуковой энергии на границе сред;
4. Объяснено влияние интерференционной картины в закреплённой пластине на её звукоизоляцию и представлено математическое выражение для вычисления поправок на резонансы;
5. Записаны математические выражения для изоляции однослойных пластин для двух условных частотных диапазонов, основанные на двух физических моделях распространения звука через пластину.

В заключение отметим, что метод сосредоточенных параметров позволяет решать более широкий спектр задач, нежели представлено в статье, а его методика и формирующие её физические модели распространения звука через ограждения продолжают активно развиваться и совершенствоваться.

1. Гуреев К. А., Трясцин Д. В. Исследования акустических свойств материалов для дополнительной звукоизоляции в многоквартирных жилых домах в условиях применения различных строительных конструкций // *Noise Theory and Practice*. – 2022. – Т. 8, № 4. – С. 49-58.
2. Герасимов А.И., Васильев М.Д., Рудь Н.С. Оценка эффективности дополнительной звукоизоляции (приставных оболочек) основных конструкций стен и перегородок // *Noise Theory and Practice*. – 2020. – Т. 6, № 4. – С. 33-41.
3. Цукерников И.Е., Невенчанная Т.О., Щурова Н.Е. Оценка условий измерения при определении звукоизоляции строительных изделий методом интенсивности в лабораторных условиях // *Noise Theory and Practice*. – 2024. – Т. 10, № 2. – С. 7-16.
4. Заборов, В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. / В.И. Заборов, - М.: Изд. лит. по строит, 1969. - 186 с.
5. Клюкин, И.Н. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. / И.Н. Клюкин - Л.: Судостроение, 1971. - 416 с.
6. Захаров, А.В. Дискретные модели прохождения волн при расчетах звукоизоляции в зданиях. / А.В. Захаров // Промышленное и гражданское строительство. - 2012. - N 11. - С. 50-54.
7. Захаров, А.В. Свойство дискретности сплошных инерционно-упругих сред. / А.В. Захаров // Инновации и инвестиции. – 2021. – №4. – С. 274–277.
8. Cremer, L. Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik. Band III. Wellentheorie Raumakustik. / Cremer, L. – Leipzig: Published by S. Hirzel. - 1950. – 355 p.
9. Захаров, А.В. К вопросу явления «волнового совпадения» в контексте метода «сосредоточенных параметров» / А.В. Захаров, И.П. Салтыков // Инновации и инвестиции. - 2025. - N 5. - С. 787-790.
10. Schoch, A. The mechanism of sound transmission through single leaf partitions, investigated using small scale models / A. Schoch, K. Fener // *Acustica*. – 1952. – Vol. 2. – N 5. – P. 189.
11. Захаров, А.В. Законы сохранения механики в задачах распространения волн через границы инерционно-упругих сред / А.В. Захаров, И.П. Салтыков // *Noise Theory and Practice*. – 2024. – N (10). – С. 27-41.
12. Салтыков, И.П. Теоретическое и практическое исследование звукоизоляции лёгких ограждающих конструкций с использованием метода «сосредоточенных параметров» / И.П. Салтыков // Региональная архитектура и строительство. – 2023. – N 2(55). – С. 167-171.
13. Захаров, А.В. О правильных коэффициентах отражения и преломления волн при косом распространении звука через границу сред. / А.В. Захаров // Инновации и инвестиции. - 2021. - N 6. - С. 103-105.
14. Бернулли, И. Избранные сочинения по механике: перевод с нем./ И. Бернулли – М.; Л.: Объединенное научно-техническое издательство, 1937. – 297 с.
15. СП 275.1325800.2016. Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции/ – М.: Минстрой России, 2016. – 65 с.
16. Седов, М.С. Звукоизоляция. / М.С. Седов // Справочник «Техническая акустика транспортных машин»: Под ред. д-ра техн. наук профессора Н. И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – Глава 4. – С.68–106.
17. Ерофеев, В.И. Резервы повышения звукоизоляции однослойных и многослойных ограждающих конструкций зданий/В.И. Ерофеев, Д.В. Монич // Вестник ТГАСУ. – 2020. – N 5 [Электронный ресурс]. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezervy-povysheniya-zvukoizolyatsii-odnosloynnyh-i-mnogosloynnyh-ograzhdayuschih-konstruktsiy-zdaniy> (дата обращения 18.08.2025).

18. Салтыков, И.П. Расчет звукоизоляции тонких перегородок на основе модели с сосредоточенными параметрами. / И.П. Салтыков // Вестник МГСУ. - 2020. - Т.15. - N 3. - С. 353-367.
19. Салтыков, И.П. Сравнение результатов расчёта звукоизоляции однослойных перегородок на основе модели с сосредоточенными параметрами с результатами традиционных методов расчёта / И.П. Салтыков // Инновации и инвестиции. - 2020. - N 2. - С. 173-180.
20. Zakharov, A.V. The Influence of Wave Resonance Phenomena on the Sound Insulation of a Single-layer Building Partition in the Application of Calculation Models with the Concentrated Parameters. / A.V. Zakharov, I.P. Saltykov // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. - 2021. - Vol. 1079. - P. 032068. - DOI:10.1088/1757-899X/1079/3/032068 [Electronic resource]. - URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1079/3/032068> (date of reference 18.08.2025).
21. Разживин, В.М. Изоляция воздушного шума легкими ограждающими конструкциями зданий с учетом их закрепления: монография/ В.М. Разживин. - Пенза, 2014. - 120 с.
22. Zakharov, A.V. The third frequency range of the sound insulation plot of the single layer partitions. / A.V. Zakharov, I.P. Saltykov, // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2020. - N 753. - P. 032064. - DOI:10.1088/1757-899X/753/3/032064 [Electronic resource]. - URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/753/3/032064/pdf> (date of reference 18.08.2025).
23. Захаров, А.В. Влияние сдвиговых и продольных волн на звукоизоляцию в третьем диапазоне стандартного частотного спектра/ А.В. Захаров, И.П. Салтыков //Инженерный вестник Дона. - 2022. - N 4 [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2022/7517> (дата обращения 18.08.2025)

References

1. Gureev K. A., Triastnin D. V. Studies of acoustic properties of materials for additional sound insulation in multi-apartment residential buildings under conditions of application of various building structures // Noise Theory and Practice. - 2022. - Vol. 8, N 4. - P. 49-58.
2. Gerasimov A.I., Vasilyev M.D., Rud N.S. Estimation of the efficiency of additional sound insulation of the basic constructions of walls and partitions// Noise Theory and Practice. - 2020. - Vol. 6- N 4. - P. 33-41.
3. Tsukernikov I.E., Nevenchannaya T.O., Shchurova N.E. Assessment of measurement conditions when determining the sound insulation of building products using the intensity method in laboratory conditions // Noise Theory and Practice. - 2024. - Vol. 10. - N 2. - P. 7-16.
4. Zaborov, V.I. The Theory of Sound Insulation of Enclosing Structures. / Zaborov, V.I. - Moskva: Construction Literature Publishing. - 1969. - 186 p.
5. Kl'ukin, I.N. The Noise and Sound Vibration Abatement on the Ships. / Kl'ukin, I.N. - Leningrad: Sudostroyeniye Publishing. - 1971. - 416 p.
6. Zakharov, A.V. Discrete models of passage of waves for calculation of sound insulation in buildings. / A.V. Zakharov // Promyshlennoye i grazhdanskoye stroitel'stvo. - 2012. - N 11. - p. 50-54.
7. Zakharov, A.V. The discreteness property of continuous inertial elastic media. / A.V. Zakharov // Innovations and investments. - 2021. - N 4. - pp. 274-277.
8. Cremer, L. Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik. Band III. Wellentheorie Raumakustik. / L. Cremer - Leipzig: Published by S. Hirzel. - 1950. - 355 p

-
9. Zakharov, A.V. On the issue of the phenomenon of "wave coincidence" in the context of the "lumped parameters" method / A.V. Zakharov // *Innovations and investments*. - 2025. - N 5. - P. 787-790.
 10. Schoch, A. The mechanism of sound transmission through single leaf partitions, investigated using small scale models / A. Schoch, K. Fener // *Acustica*. - 1952. - Vol. 2. - N 5. - P. 189.
 11. Zakharov, A.V. Mechanic's conservation laws in problems of wave propagation through the boundaries of inertial elastic media / I.P. Saltykov // *Noise Theory and Practice*. - 2024. - N 3(10). - P. 27-41.
 12. Saltykov, I.P. Theoretical and practical study of sound insulation of light enclosing structures using the method of "concentrated parameters" / I.P. Saltykov // *Regional architecture and construction*. - 2023. - № 2(55). - Pp. 167-171.13. Saltykov, I.P. Sound insulation design of the thin partitions on the base of concentrated parameters model. / I.P. Saltykov // *Vestnik MGSU*. - 2020. - Vol.15. - N 3. - P. 353-367.
 13. Zakharov, A.V. On the correct coefficients of reflection and refraction of waves during oblique propagation of sound through the boundary of media. / A.V. Zakharov // *Innovacii i investicii*. - 2021. - N 6. - P. 103-105.
 14. Bernoulli, I. Selected works on mechanics: translated from German/ I. Bernoulli - M.; L.: United Scientific and Technical Publishing House, 1937. - 297 p.
 15. SP 275.1325800.2016. Construction fencing of residential and public buildings. Rules of sound insulation design/ - Moscow: Ministry of Construction of Russia, 2016. - 65 p.
 16. Sedov, M.S. Sound insulation.. / M.S. Sedov // *Handbook "Technical acoustics of transport vehicles"*: Edited by Dr. of Technical Sciences, Professor N. I. Ivanov. - St. Petersburg: Polytechnic. - 1992. - Chapter 4. - P. 68-106.
 17. Erofeev V.I. Reserves for increasing the sound insulation of single-layer and multi-layer enclosing structures of buildings/Yerofeev V.I., Monich D.V.// *Bulletin of TSASU*. - 2020. - N 5 [Electronic resource]. - URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezervy-povysheniya-zvukoizolyatsii-odnosloynnyh-i-mnogosloynnyh-ograzhdayuschih-konstruktsiy-zdaniy> (date of reference 18.08.2025).
 18. Saltykov, I.P. Sound insulation design of the thin partitions on the base of concentrated parameters model. / I.P. Saltykov // *Vestnik MGSU*. - 2020. - Vol.15. - N 3. - P. 353-367.
 19. Saltykov, I.P. Comparison of the sound insulation calculation results for single-layer partitions based on the concentrated parameters model with the results of traditional calculation methods / I.P. Saltykov // *Innovations and investments*. - 2020. - N 2. - P. 173-180.
 20. Zakharov, A.V. The Influence of Wave Resonance Phenomena on the Sound Insulation of a Single-layer Building Partition in the Application of Calculation Models with the Concentrated Parameters. / Zakharov, A.V., Saltykov, I.P. // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. - 2021. - Vol. 1079. - P. 032068. - DOI:10.1088/1757-899X/1079/3/032068 [Electronic resource]. - URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1079/3/032068 (date of reference 18.08.2025).
 21. Razzhivin V.M. The air noise insulation by the use of lightweight enclosing structures of the buildings, subject to their fastening: The monograph / V.M. Razzhivin. - Penza, 2014. - P. 120.
 22. Zakharov, A.V. The third frequency range of the sound insulation plot of the single layer partitions. / Zakharov A.V., Saltykov I.P.// *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. - 2020. - N 753. - P. 032064. - DOI:10.1088/1757-899X/753/3/032064 [Electronic resource]. - URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/753/3/032064/pdf> (date of reference 18.08.2025).

23. Zakharov, A.V. An influence of shear and longitudinal waves on sound insulation in the third range of the standard frequency spectrum/ Zakharov, A.V., Saltykov, I.P. // Inzhenernyy vestnik Dona. – 2022. – N 4 [Electronic resource]. – URL: <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2022/7517> (date of reference 18.08.2025).

УДК: 534

OECD: 01.03. AA

Влияние формы и размеров акустического экрана на его эффективность

Кондратьев С.А.^{1*}, Иванов Н.И.², Тюрина Н.В.³¹Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,^{2,3}Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»^{1,2,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.

Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований опытных акустических экранов (АЭ) различных размеров, форм, с наличием звукопоглощения (и без него), выполненные на специальном стенде. Согласно результатам экспериментальных исследований, при каждом удвоении площади акустического экрана, эффективность АЭ возрастает на 3-4 дБА. Форма АЭ, как его важный конструктивный фактор, существенно влияет на эффективность экрана, в частности, экспериментально установлено, что эффективность Г-образного (в плане) АЭ по сравнению с плоским на 2-3 дБА больше, эффективность П-образного (в плане) АЭ на 4 дБА больше, а полузамкнутого АЭ на 6-7 дБА больше, чем плоского вертикального АЭ. Увеличение звукопоглощения материала акустического экрана по всей его площади, увеличивает его эффективность на 1-3 дБ в диапазоне частот 125-8000 Гц. Также установлено, что плоский вертикальный АЭ (длиной 1 метр и шириной 1 метр) снижает уровень звукового давления (УЗД) на величину до 17 дБ в частотном диапазоне 125-8000 Гц, тогда как АЭ размерами 2×2 м – на 5-23 дБ, а полузамкнутый АЭ размером 2×2 м со звукопоглощением снижает УЗД на 8-25 дБ в частотном диапазоне 125-8000 Гц.

Ключевые слова: акустический экран, площадь, форма, звукопоглощение, вносимые потери, эффективность, экспериментальные исследования, уровень звука, уровень звукового давления

Influence of noise barrier design parameters on its acoustical insertion loss

Kondratev S.A.^{1*}, Ivanov I.I.², Tyurina N.V.³¹Senior lecturer of the Department of Ecology and Industrial Safety,^{2,3}D.Sc., Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety^{1,2,3}Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

Results of experimental studies of noise barriers insertion loss are presented in the article. Noise barriers of various sizes, shapes, with and without sound absorption, performed on a special mock up are discussed. According to obtained experimental results noise barrier's efficiency increases by 3-4 dBA with each doubling of the noise barrier area. The shape of a barrier, as its design factor, significantly affects the efficiency of a barrier, in particular, efficiency of a Г-shaped barrier is by 2-3 dBA higher than a flat one, the efficiency of a П-shaped barrier is by 4 dBA higher, and a semi-closed barrier is by 6-7 dBA more effective than a flat vertical barrier.

*E-mail: kondratev_sa@voenmeh.ru (Кондратьев С.А.)

Increasing the sound absorption of the noise barrier's material over its entire area increases its efficiency by 1-3 dB in the frequency range 125-8000 Hz. It was also found that a flat vertical barrier (1 meter long and 1 meter wide) reduces the sound pressure level (SPL) by up to 17 dB in the frequency range of 125-8000 Hz, while a 2x2 m-sized barrier reduces SPL by 5-23 dB, and a 2x2 m semi-closed barrier with a sound-absorbing material reduces the efficiency by 8-25 dB in the frequency range of 125-8000 Hz.

Keywords: noise barrier, area, shape, sound absorption, insertion loss, efficiency, experimental study, sound level, sound pressure level

1 Экспериментальные исследования акустических экранов

1.1 Объекты исследования

Эксперименты проводились на опытном стенде, расположенном в свободном звуковом поле (испытательная площадка, в радиусе 40 м от центра которой отсутствовали какие-либо препятствия). Были испытаны опытные образцы акустических экранов (АЭ) различной площади, размерами 1×1 м, 1,5×1,5 м, 2×2 м, различной формы: плоские, Г-образные, П-образные и полузамкнутые, также были испытаны АЭ с применением звукопоглощающего материала (ЗПМ).

Схемы испытаний и внешний вид испытываемых АЭ различной формы приведены на рисунках 1-7.

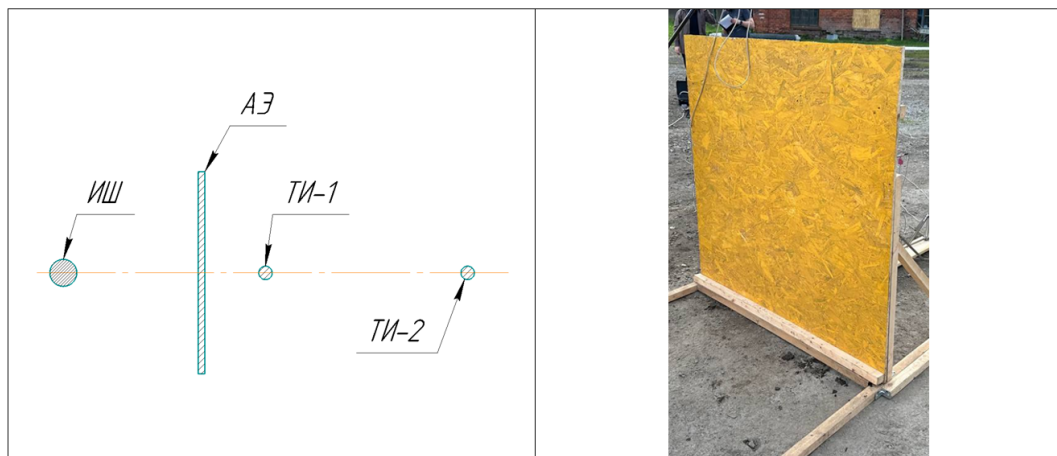


Рисунок 1 – Плоский АЭ (вертикальный)

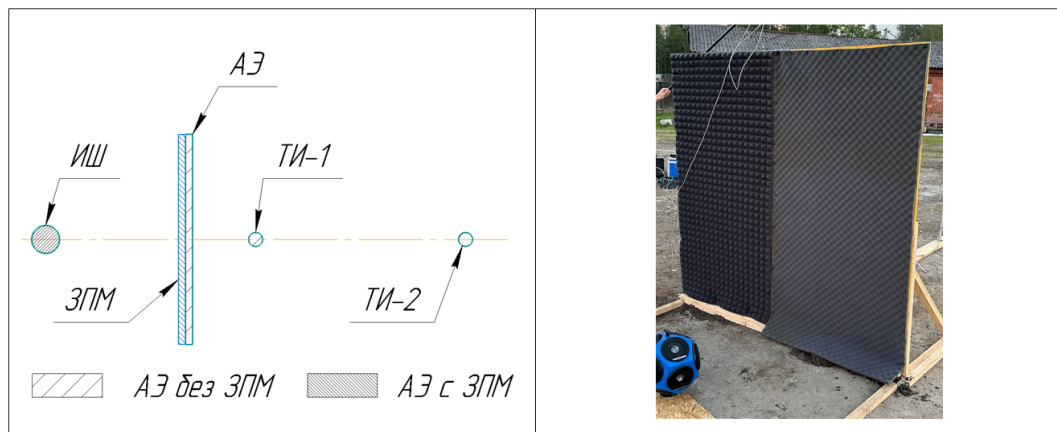


Рисунок 2 – Плоский АЭ с ЗПМ

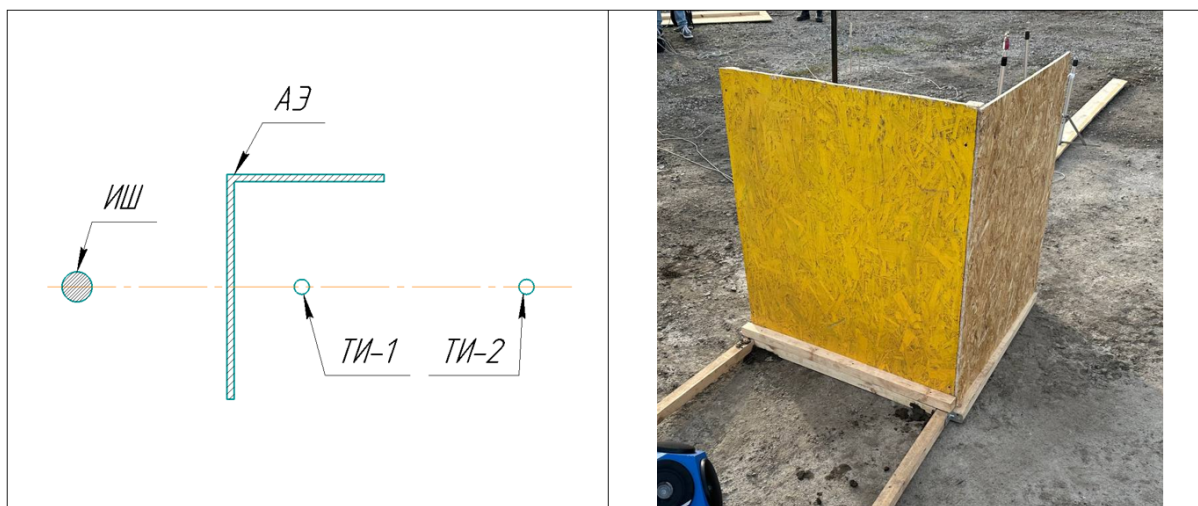


Рисунок 3 – Г-образный АЭ (с дополнительным боковым ребром)

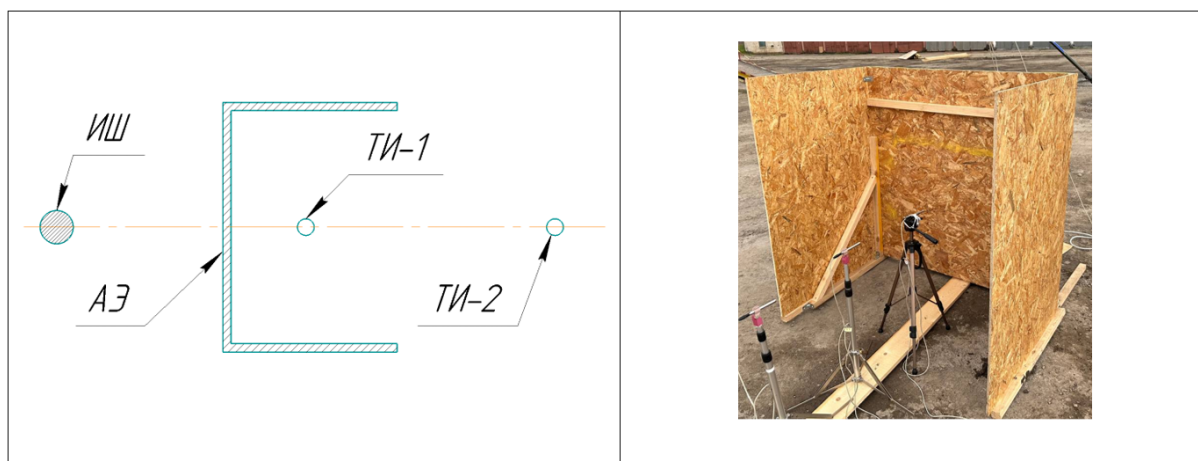


Рисунок 4 – П-образный АЭ (с двумя боковыми ребрами)

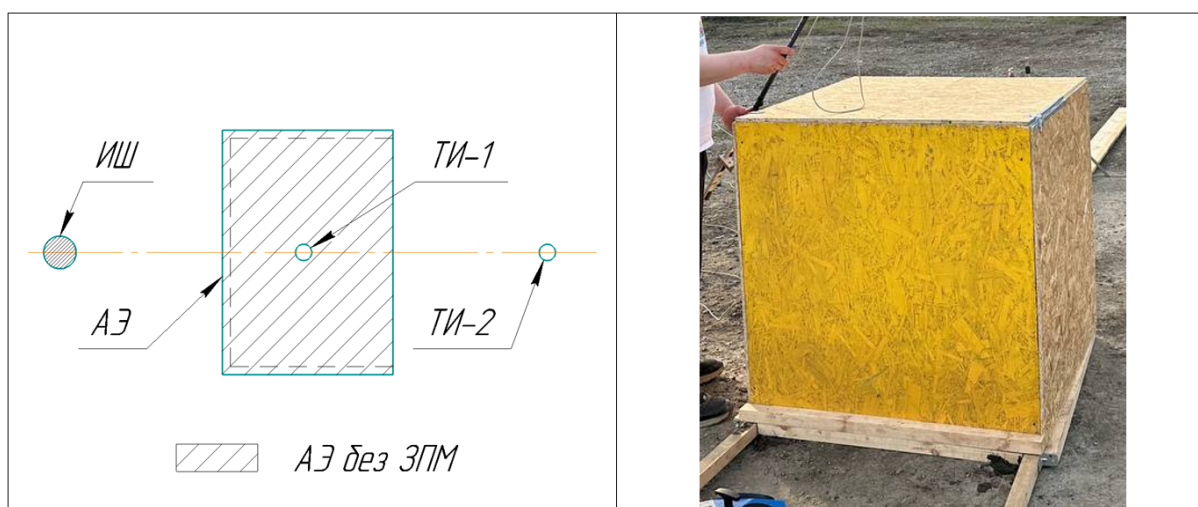


Рисунок 5 – Полузамкнутый АЭ (с двумя боковыми ребрами и верхней полкой)

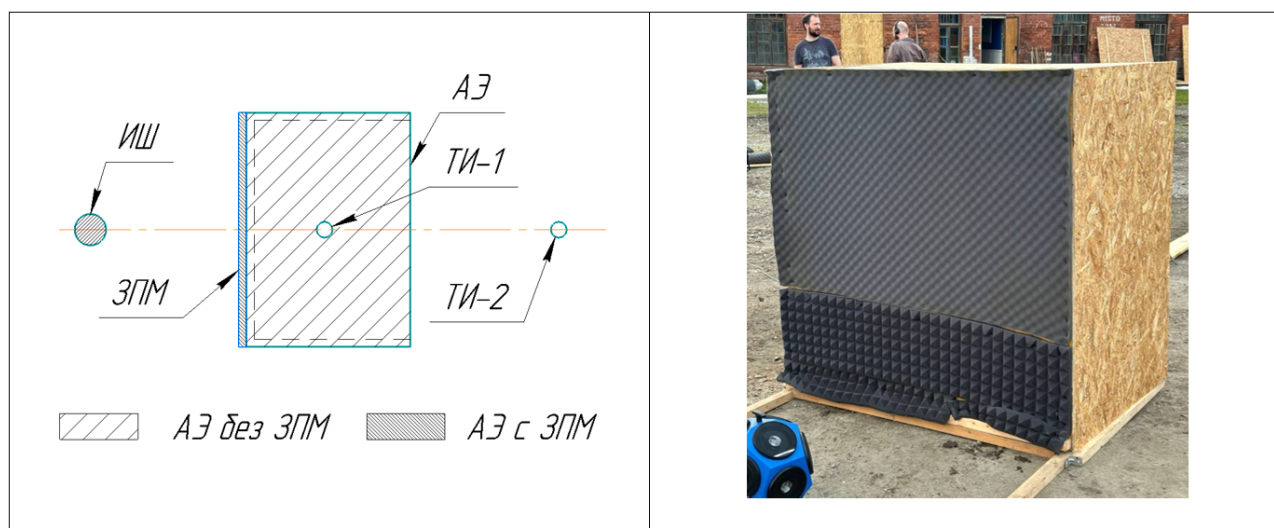


Рисунок 6 – Полузамкнутый АЭ с ЗПМ на лицевой стороне

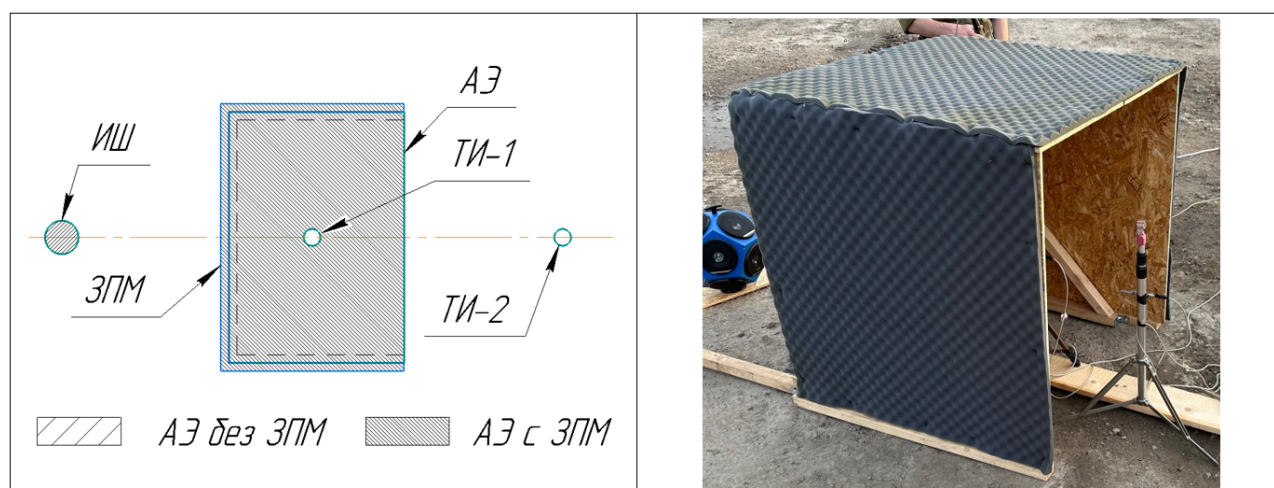


Рисунок 7 – Полузамкнутый АЭ с ЗПМ на внешнем контуре

Сведения об опытных образцах акустических экранов представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Сведения об опытных образцах акустических экранов

№ п/п	Форма АЭ	Размеры АЭ (высота точки измерения), м
1	Плоский	1x1 (0,5м), 1,5x1,5 (0,75м), 2x2 (1 м)
2	Г-образный	
3	П-образный	
4	П-образный, полузамкнутый	
5	П-образный, полузамкнутый с ЗПМ на внешнем контуре	

1.2 Методика измерений

Испытания проводились ненаправленным искусственным источником звука постоянной мощности. Для измерений использовались прецизионные шумомеры, устанавливаемые в точках измерений. Измерения проводились в двух измерительных точках (рисунок 8), количество замеров в каждой точке измерения – не менее трёх. Обработка результатов измерений выполнялась соответствии с [11]. Акустическая эффективность опытных экранов определялась как разность уровней звуковых давлений или уровней звука в точке без акустического экрана и с акустическим экраном.

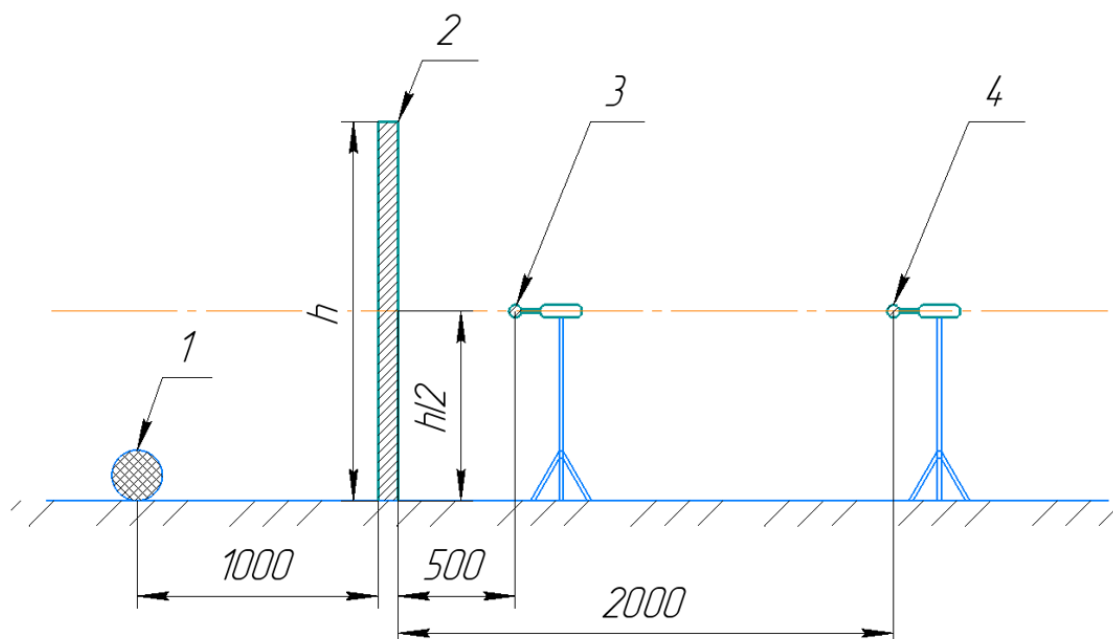


Рисунок 8 – Схема расположения точек измерения для определения акустической эффективности акустического экрана: 1 – расположение ИШ, 2 – расположение АЭ, 3 – точка измерения 1 (ТИ-1), 4 – точка измерения 2 (ТИ-2)

1.3 Измерительная аппаратура и устройства

При проведении измерений применялось следующее оборудование:

- 1) шумомер-виброметр, анализатор спектра ЭКОФИЗИКА-110А, предназначенный для измерения среднеквадратичных, эквивалентных и пиковых уровней звука, октавных и 1/3-октавных спектров;
- 2) калибратор акустический АК-1000, предназначенный для создания звукового поля с уровнями 94 дБ и 114 дБ (относительно 20 мкПа) на частоте 1000 Гц, воздействующего на диафрагму микрофонов, оснащенных защитной сеткой, применяемых в составе шумомеров 1 или 2 класса по ГОСТ 17187-2010, ГОСТ Р 53188.1-2019, МЭК 61672-1;
- 3) всенаправленный источник звука (додекаэдр) OED-SP360, соответствующий нормативам ГОСТ 27296-2012 «Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций», ГОСТ Р ИСО 10140-2-2012 «Акустика. Лабораторные измерения звукоизоляции элементов зданий. Часть 2. Измерение звукоизоляции воздушного шума»; ГОСТ Р ИСО 3382-1-2013 «Акустика. Измерение акустических параметров помещений»; ГОСТ Р ИСО 3382-2-2013 «Акустика. Время реверберации обычных помещений».

2 Анализ результатов натурных измерений

2.1 Зависимость эффективности акустических экранов от его размеров

Были выполнены испытания трёх образцов АЭ размерами: 1,0х1,0 м, 1,5х1,5 м, 2,0х2,0 м. Усредненные результаты натурных замеров приведены в таблице 2 и показаны на рисунках 9-10.

Согласно результатам экспериментальных исследований акустический экран размерами 1,0х1,0 м обеспечивает снижение шума 2-17 дБ в диапазоне частот 250-8000 Гц (8 дБА) при расположении точки измерения в глубокой акустической тени (на расстоянии 0,5 метра от экрана) и 1-14 дБ в рассматриваемом диапазоне (6 дБА) на расстоянии 2 м от экрана. Акустический экран размерами 1,5х1,5 м обеспечивает снижение шума 2,5-20 дБ в диапазоне частот 125-8000 Гц (12 дБА) при расположении точки измерения в глубокой акустической тени (на расстоянии 0,5 метра от экрана) и 1,5-17 дБ в рассматриваемом диапазоне (10 дБА) на расстоянии 2 м от экрана. Акустический экран размерами 2х2 м обеспечивает снижение шума 5-23 дБ в диапазоне частот 125-8000 Гц (15 дБА) при расположении точки измерения в глубокой акустической тени (на расстоянии 0,5 метра от экрана) и 4-21 дБ в рассматриваемом диапазоне (13 дБА) на расстоянии 2 м от экрана.

Как следует из результатов натурных замеров, каждое удвоение площади увеличивает эффективность АЭ на 3 дБА. Спектральные составляющие эффективности экранов имеют ярко выраженный подъём в сторону высоких частот с наклоном 2-2,5 дБ на октаву. Данные в точке измерения на расстоянии 0,5 метров от экранов, в среднем, на 1-3 дБ выше, чем в точке измерения, расположенной на расстоянии 2 метра от экрана, то есть эффективность АЭ заметно убывает при увеличении расстояния от АЭ до расчётной точки (в связи с уменьшением угла дифракции). Полученные данные рекомендуется использовать при проектировании АЭ.

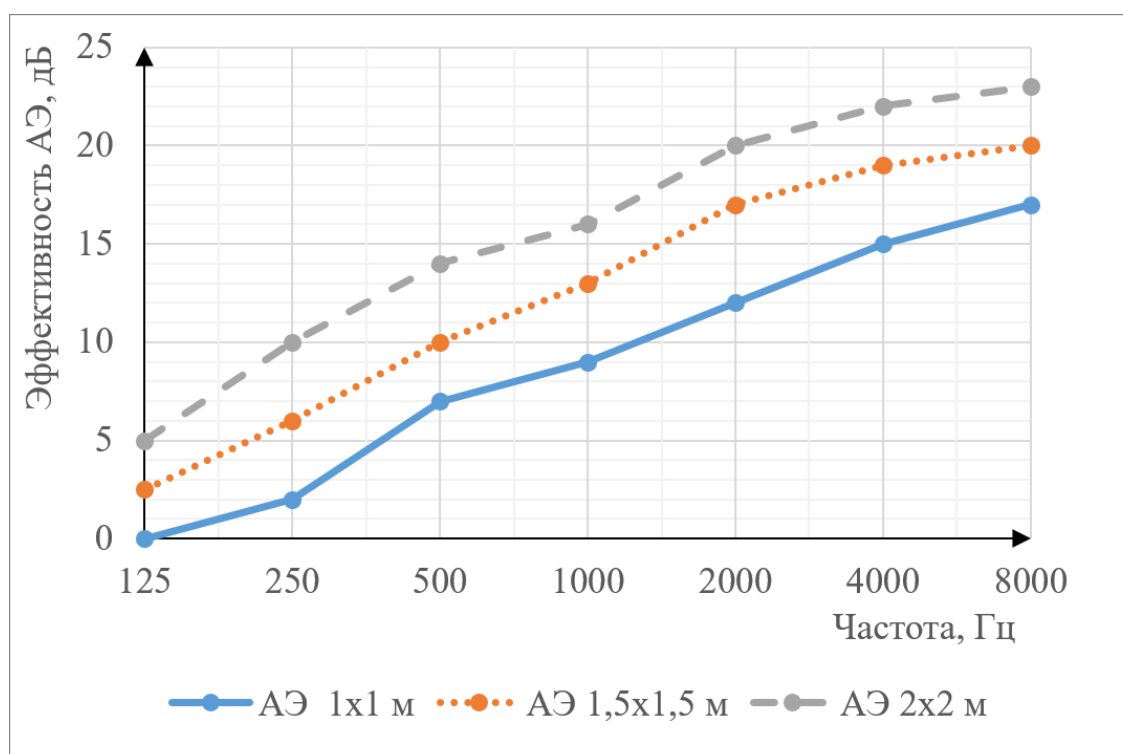


Рисунок 9 – Зависимость акустической эффективности АЭ разных размеров в свободном звуковом поле на расстоянии от АЭ до ТИ-1 (0,5 м от экрана)

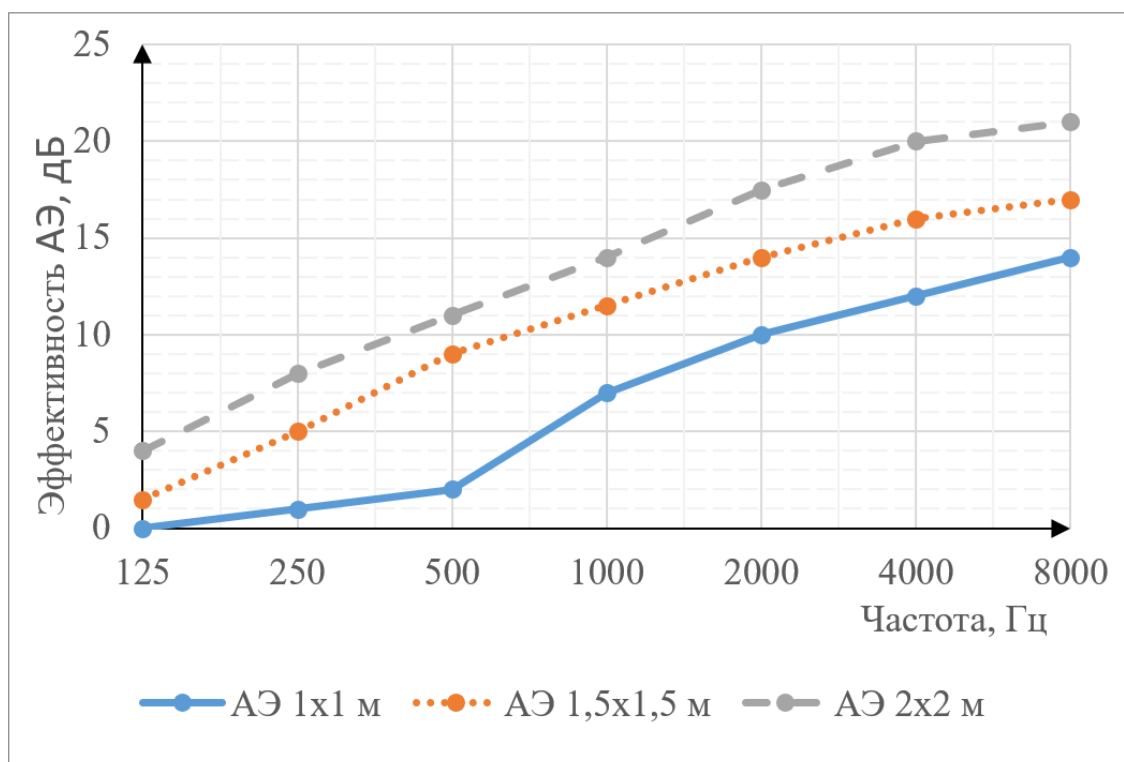


Рисунок 10 – Зависимость акустической эффективности АЭ разных размеров в свободном звуковом поле на расстоянии от АЭ до ТИ-2 (2,0 м от экрана)

Таблица 2 – Эффективность АЭ в свободном звуковом поле в зависимости от размеров экрана (экран плоский, вертикальный)

Размеры АЭ, высота ТИ, м	Расстояние от АЭ до ТИ, м	Эффективность АЭ, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							Эффективность, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1x1 hТИ= 0,5	0,5	0,0	2,0	7,0	9,0	12,0	15,0	17,0	8,0
	2,0	0,0	1,0	2,0	7,0	10,0	12,0	14,0	6,0
1,5x1,5 hТИ= 0,75	0,5	2,5	6,0	10,0	13,0	17,0	19,0	20,0	12,0
	2,0	1,5	5,0	9,0	11,5	14,0	16,0	17,0	10,0
2x2 hТИ= 1,0	0,5	5,0	10,0	14,0	16,0	20,0	22,0	23,0	15,0
	2,0	4,0	8,0	11,0	14,0	17,5	20,0	21,0	13,0

2.2 Зависимость эффективности акустического экрана от его формы

Были выполнены испытания различных АЭ: плоского (вертикального), Г-образного, П-образного и полузамкнутого типа, то есть П-образного с полкой на верхнем свободном ребре АЭ. Испытания проводились с акустическими экранами трёх размеров, но, так как полученные данные идентичные, приводятся результаты испытаний для АЭ размером 1x1 м (таблица 3, рисунок 11).

Как следует из анализа полученных результатов, изменение формы акустического экрана заметно сказывается на его эффективности. Г - образный акустический экран эффективнее плоского на 1-2 дБ (2 дБА), в то время как П-образный акустический

экран на 3–4 дБ (3 дБА) эффективнее плоского в рассматриваемом частотном диапазоне. Максимальное усложнение формы экрана надстройками на свободных рёбрах дополнительно увеличивает его эффективность на 5–7 дБ (6 дБА), таким образом, если плоский акустический экран обеспечивает снижение УЗД на 2–17 дБ (6 дБА), то полузамкнутый на 6–22 дБ (14 дБА).

Таблица 3 – Эффективность АЭ в свободном звуковом поле в зависимости от формы экрана

Форма АЭ	Расстояние от АЭ до ТИ, м.	Эффективность АЭ, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							Эффективность, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Плоский	0,5	0,0	2,0	7,0	9,0	12,0	15,0	17,0	8,0
	2,0	0,0	1,0	5,0	7,0	10,0	12,0	14,0	6,0
Г-образный	0,5	2,0	4,0	9,0	11,0	13,0	17,0	20,0	9,0
	2,0	1,0	2,0	6,0	8,0	11,0	14,0	17,0	7,0
П-образный	0,5	3,0	6,0	11,0	13,0	16,0	19,0	21,0	11,0
	2,0	1,0	3,0	8,0	10,0	12,0	15,0	17,0	8,0
Полузамкнутый	0,5	6,0	9,0	14,0	16,0	18,0	21,0	22,0	14,0
	2,0	3,0	5,0	10,0	13,0	14,0	17,0	18,0	11,0

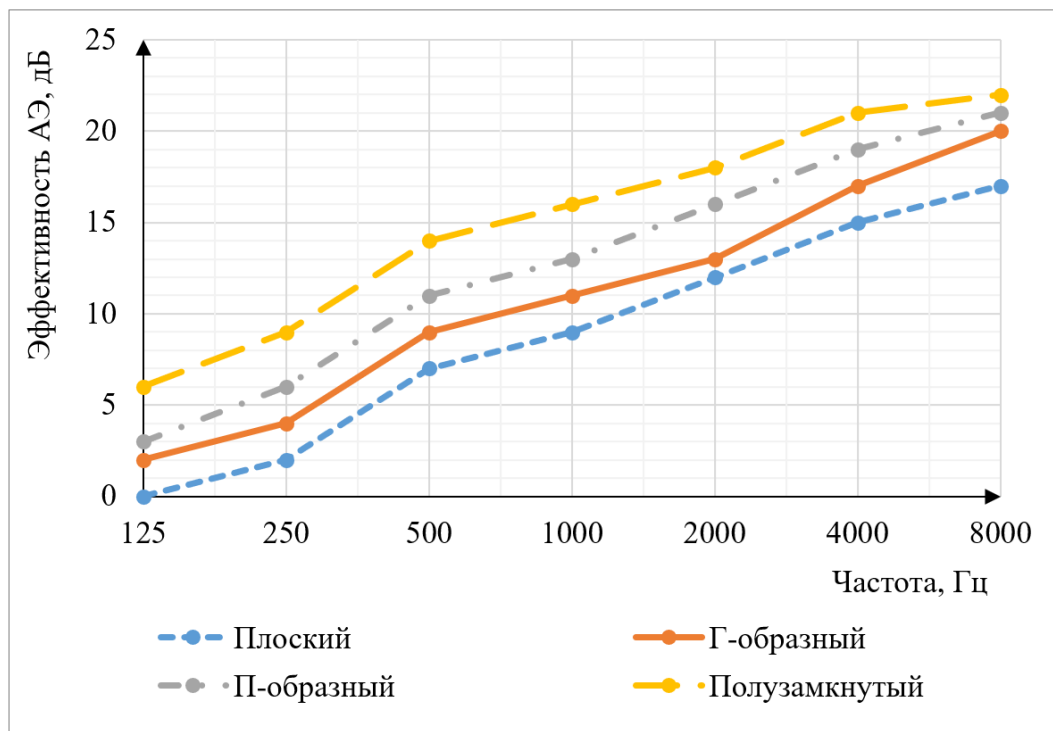


Рисунок 11 – Сравнительная эффективность АЭ размером 1х1 м различной формы АЭ (результаты измерения в точке, расположенной на расстоянии 0,5 м от экрана)

Таблица 4 – Усредненные значения эффективности звукопоглощения для плоского АЭ

Способ получения данных	Эффективность ЗПМ, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Эксперимент	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
$\alpha_{\text{экp}}$ – пересчет экспериментальных данных по формуле (1)	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$\alpha_{\text{экp}}$ – измеренный в реверберационной камере	0,5	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	5,0
Расчёт по формуле (1)	3,0	5,0	7,0	7,0	7,0	7,0	0,7

2.3 Влияние звукопоглощения на эффективность акустического экрана

Испытывались акустические экраны со звукопоглощающим материалом, нанесённым со стороны искусственного источника звука по всей площади опытного акустического экрана, для экранов всех размеров. Результаты измерений в виде разницы между УЗД для плоского акустического экрана приведены в таблице 4.

Расчёты увеличения эффективности акустического экрана за счёт нанесения ЗПМ выполнялись по формуле:

$$\Delta L_{\text{ЗПМ}}^{\text{экp}} = 10 \lg(1 - \alpha_{\text{экp}}), \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{экp}}$ выбирается на основании сертификационных данных АЭ (или определяется экспериментально).

На основании выполненных экспериментальных исследований установлено, что эффективность акустического экрана увеличивается на 1-3 дБ в частотном диапазоне 125-8000 Гц за счёт нанесения на поверхность акустического экрана звукопоглощающего материала (ЗПМ). Таким образом, фактическое влияние от нанесения звукопоглощающего слоя на поверхность экрана на его акустическую эффективность, в среднем, на 2-4 дБ ниже коэффициентов звукопоглощения материала экрана, полученных экспериментом в акустической камере (сертификационных данных АЭ). Разница объясняется тем, что коэффициент звукопоглощения при испытаниях панели акустического экрана в камере определяется в реверберационном поле, в то время как на практике имеет место направленное падение звука на акустический экран. Данное обстоятельство следует учитывать при проектировании акустических экранов, установленных в помещениях.

Заключение

В работе представлены результаты экспериментальных исследований эффективности акустических экранов. Установлено, что каждое удвоение площади акустического экрана увеличивает его эффективность, в среднем, на 3 дБА. Спектральные составляющие эффективности экранов имеют ярко выраженный подъём в сторону высоких частот с наклоном 2-2,5 дБ на октаву. При уменьшении угла дифракции эффективность АЭ заметно убывает, в частности, при увеличении расстояния от АЭ до расчётной точки с 0,5 м до 2 м вносимые экранами потери снижаются на 2 дБА. Форма экрана оказывает существенное влияние на эффективность экрана, в частности, плоский прямой АЭ в зоне глубокой акустической тени обеспечивает снижение шума на 6-8 дБА, Г-образный в плане АЭ (с дополнительным боковым ребром) – на 7-9 дБА, П-образный в плане АЭ (с двумя дополнительными боковыми ребрами) – на 8-11 дБА, полузамкнутый АЭ – на 11-14 дБА. При наличии звукопоглощения акустического экрана при увеличении частоты звука эффективность экрана увеличивается на 1-3 дБ в частотном диапазоне 125-8000 Гц. При этом фактический эффект от нанесения звукопоглощения на поверхность акустического экрана почти в два раза ниже значений коэффициента звукопоглощения экрана, полученных в реверберационной камере при выполнении сертификационных испытаний.

Список использованных источников

1. Тюрина, Н. В. Решение проблемы снижения шума на селитебных территориях и рабочих местах в помещениях акустическими экранами: специальность 01.04.06 "Акустика" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Тюрина Наталья Васильевна. – Санкт-Петербург, 2014. – 22 с.
2. Тюрина, Н. В. Актуальные проблемы проектирования транспортных акустических экранов / Н. В. Тюрина // Защита от повышенного шума и вибрации : Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 18–20 марта 2015 года / под редакцией Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург: Общество с ограниченной ответственностью "Айсинг", 2015. – С. 685-693.
3. Tyurina, N. V. Investigation of acoustical barriers for transport noise control / N. V. Tyurina, N. I. Ivanov, A. E. Shashurin // 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015 : 22, Florence, 12–16 июля 2015 года. – Florence, 2015.
4. Tyurina, N. V. Experimental study of noise barriers / N. V. Tyurina, N. N. Minina, A. E. Shashurin, M. G. Gogvadze // Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019, Montreal, QC, 07–11 июля 2019 года. – Montreal, QC: Canadian Acoustical Association, 2019.
5. Шашурин, А. Е. Научное обоснование и применение новых технических и технологических решений для снижения акустического загрязнения основными типами шумозащитных экранов: специальность 01.04.06 "Акустика": диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Шашурин Александр Евгеньевич, 2018. – 420 с.
6. Шашурин, А. Е. Экономическая целесообразность выбора шумозащитных конструкций / А. Е. Шашурин, С. С. Борцова // Вестник образования и развития науки Российской академии естественных наук. – 2020. – № 3. – С. 66-71. – DOI 10.26163/RAEN.2020.91.82.009.

7. Романов Н.В., Пегин П.А. Современные конструкции шумозащитных экранов // Noise Theory and Practice. – 2022. – № 8(1).– С. 17-28.
8. Тупов В.Б., Мухаметов А.Б. Влияние опорной поверхности на акустическую эффективность экрана // Noise Theory and Practice. – 2023. – Т.9. -№2.– С. 103-114.
9. Кондратьев А.С. Рекомендации по выбору шумозащитных мероприятий для защиты от шума железной дороги / А. В. Шабарова, С. С. Борцова, М. В. Буторина, С. А. Кондратьев // Noise Theory and Practice. – 2023. – Т. 9. -№ 4. – С. 39-50.
10. Мусаева, Р. Н. Акустическая эффективность экрана с цилиндрической насадкой на верхней кромке / Р. Н. Мусаева, А. И. Комкин // Noise Theory and Practice. – 2024. – Т. 10. -№ 4. – С. 80-88.
11. ГОСТ 30690-2000 Экраны акустические передвижные. Методы определения ослабления звука в условиях эксплуатации

References

1. Tyurina, N. V. Solving the problem of noise reduction in residential areas and workplaces in rooms with acoustic screens. Specialty 04/01/06 "Acoustics" : An abstract of the dissertation for the Degree of Doctor of Technical Sciences / Tyurina Natalia Vasilyevna. – St. Petersburg, 2014. – 22 p.
2. Tyurina, N. V. Actual problems of transport noise barriers designing / N. V. Tyurina // Protection from Increased Noise and Vibration : Proceedings of the V All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation, St. Petersburg, March 18-20, 2015 / Edited by N.I. Ivanov. – Saint Petersburg: Icing Limited Liability Company, 2015. pp. 685-693.
3. Tyurina, N. V. Investigation of acoustic barriers for transport noise control / N. V. Tyurina, N. I. Ivanov, A. E. Shashurin // 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015 : 22, Florence, July 12-16, 2015. Florence, 2015.
4. Tyurina, N. V. Experimental study of noise barriers / N. V. Tyurina, N. N. Minina, A. E. Shashurin, M. G. Gogvadze // Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019, Montreal, QC, July 07-11, 2019. – Montreal, QC: Canadian Acoustical Association, 2019.
5. Shashurin, A. E. Scientific Substantiation and Application of New Technical and Technological Solutions to Reduce Acoustic Pollution by Main Types of Noise Barriers: Specialty 04/01/06 "Acoustics": Dissertation for the Degree of Doctor of Technical Sciences / Shashurin Alexander Evgenievich, 2018. – 420 p.
6. Shashurin, A. E. The economic feasibility of choosing noise-proof structures / A. E. Shashurin, S. S. Bortsova // Bulletin of Education and Science Development of the Russian Academy of Natural Sciences, 2020, No. 3, pp. 66-71, DOI 10.26163/RAEN.2020.91.82.009.
7. Romanov N.V., Pegin P.A. Modern designs of noise-proof screens // Noise Theory and Practice. – 2022. – № 8(1).– pp. 17-28.
8. Tupov V.B., Mukhametov A.B. The influence of the Upper Edge Surface on the Acoustical Efficiency of a Screen // Noise Theory and Practice. – 2023. – Vol.9. -No. 2.– pp. 103-114.
9. Kondratiev A.S. Recommendations on the Choice of Noise Protection Measures to Protect against Railway Noise / A.V. Shabarova, S. S. Bortsova, M. V. Butorina, S. A. Kondratiev // Noise Theory and Practice. – 2023. – Vol. 9. - No. 4. – pp. 39-50.
10. Musayeva, R.N. Acoustic Efficiency of a Screen with a Cylindrical Nozzle on the Upper Edge / R.N. Musayeva, A. I. Komkin // Noise Theory and Practice. – 2024. – Vol. 10. -No. 4. – pp. 80-88.

11. GOST 30690-2000 Acoustical mobile screens. Methods for determining sound attenuation under operating conditions

УДК: 534.1, 629.78
OECD: 02.03.AI

Анализ вибрационного воздействия на полезную нагрузку ракеты-носителя «Днепр»

Артеменко Д.Е.^{1*}, Сятчихин А.А.², Олейников А.Ю.³

¹Магистрант, ²Старший преподаватель, ³К.т.н., доцент,

^{1,3}Кафедра «Экология и производственная безопасность»,

²Кафедра «Ракетостроение»,

^{1,2,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Актуальность данной работы обусловлена новым витком развития ракетно-космической техники, в частности активным использованием многоразовых систем, для которых вибрации могут приводить к усталостному накоплению повреждений в элементах конструкции, а также продолжающимся применением старых ракет-носителей для вывода новых космических аппаратов, для которых большое вибрационное воздействие может оказать негативный эффект. Целью работы является расчет вибрационного воздействия на полезную нагрузку выбранной ракеты-носителя, анализ характеристик возникающей вибрации и, при необходимости, предложение мероприятий по ее уменьшению. Задачами являются: поиск и анализ теоретических сведений о методах расчета вибрационного нагружения полезной нагрузки; проведение численных расчетов с использованием программного обеспечения Ansys. Полученные данные и результаты показали, что полезная нагрузка при использовании рассмотренного адаптера не нуждается в защитных мероприятиях из-за малых частот колебаний. Дальнейшим вектором развития данной работы может стать применение большего числа исходных данных и рассматриваемых параметров. Это позволит использовать меньше допущений на разных этапах расчета и даст возможность получить более точные и достоверные значения искомых величин.

Ключевые слова: вибрация, космический аппарат, ракета-носитель, вынужденные колебания, двигательная установка

Analysis of vibration on payload of the ‘Dnepr’ launch vehicle

Artemenko D.E.^{1*}, Syatchihin A.A.², Oleinikov A.Yu.³

¹Master student, ²Senior Lecturer, ³PhD, Associate Professor,

^{1,3}Department of Ecology and Industrial Safety,

²Department of Rocket Engineering,

^{1,2,3}Baltic State Technical University ‘VOENMEH’, St. Petersburg, Russia

Abstract

The relevance of this work is due to the new round of development of rocket and space technologies, in particular, the active use of reusable systems, for which vibrations can lead to fatigue accumulation of damage in structural elements, as well as the continued use of old launch vehicles for the launch of new spacecraft, for which a large vibration can have a negative effect. The purpose of the work is to calculate the vibration effect

*E-mail: e5m1201@voenmeh.ru (Артеменко Д.Е.)

on the payload of selected launch vehicle, analyze the characteristics of the resulting vibration and, if necessary, propose measures to reduce it. The tasks are: search and analysis of theoretical information about methods of calculating the vibration loading of the payload; conducting numerical calculations using the Ansys software. The obtained data and results showed that the payload does not need protective measures when using the considered adapter due to the low vibration frequencies. Further research vector of this work could be the use of more initial data and parameters to be considered. This would allow for fewer assumptions to be made at different stages of the calculation and would provide more accurate and reliable values for desired quantities.

Keywords: vibration, spacecraft, launch vehicle, forced vibrations, propulsion system

Введение

Нежелательные вибрации, появляющиеся при эксплуатации различной техники, зачастую представляют большую проблему, решение которой может быть достаточно сложным и комплексным процессом. Подобная картина наблюдается в ракетно-космической технике (РКТ), т.к. вибрационное воздействие, возникающее при старте летательных аппаратов космического назначения и при их последующем движении, является очень интенсивным, что может приводить как к нарушениям режима работы приборов и агрегатов, так и к разрушению отдельных элементов и последующему уничтожению всей системы. При проведении пилотируемых запусков вибрация также может оказывать значительное негативное (хоть и кратковременное) воздействие на экипаж корабля.

Нежелательные колебания и вибрации приносили трудности с самого начала развития ракетной техники и продолжают до сих пор, что подтверждают многие источники [1]-[2]. Поэтому в настоящее время при разработке РКТ решению проблемы вибрации уделяется большое значение. Причем происходит постепенный переход к вопросу о циклической прочности конструкции из-за развития систем многоразового использования из-за их долгосрочной финансовой выгоды [3]. Если для уже разработанных и активно используемых ракетных систем вопрос вибрации можно считать относительно решенным, то для вновь разрабатываемых, более мощных, аппаратов приходится рассматривать задачу практически с нуля. Проводятся различные испытания по определению вибрационных характеристик образцов на специальных стендах или с помощью программных комплексов (виртуальные испытания).

В данной работе производится расчет в программном комплексе Ansys вибрационного нагружения на полезную нагрузку, передающегося через корпус ракеты-носителя (РН) от двигательной установки (ДУ). Для расчетов была выбрана ракета-носитель легкого класса «Днепр» (рисунок 1). Она была выбрана в качестве объекта исследования из-за наличия информации в открытом доступе, из-за относительно простой компоновочной схемы (тандем) и достаточно малых размеров по сравнению с РН среднего и тяжелого класса. Рассматриваемым периодом полета выбрано время работы первых двух ступеней РН.

Первым этапом расчетов является определение частот и амплитуд вынужденных поперечных колебаний части корпуса РН, к которому крепится полезная нагрузка, с учетом изменения массы системы со временем из-за сгорания топлива во время работы первых двух ступеней.

Вторым этапом является моделирование поведения системы «адаптер-космический аппарат» при приложении вибрационной нагрузки к основанию адаптера. Также на этом шаге проверяется возможность возникновения резонанса из-за совпадения

частот действующей нагрузки и собственной частоты адаптера с установленным на нем космическим аппаратом (КА).

Третий этап представляет собой анализ полученных результатов и предложение мероприятий, направленных на снижение вибрационного воздействия ДУ на полезную нагрузку, если полученные данные будут свидетельствовать о превышении виброскоростями предельных величин [4].

При расчетах используются следующие допущения:

- работа ДУ является основным фактором, вызывающим механическую вибрацию;
- воздействие акустического и аэродинамического нагружений не учитывается из-за малого времени их воздействия (по сравнению со временем работы ДУ обеих ступеней);
- ударные нагрузки при разделении ступеней не рассматриваются.

1 Определение частот и амплитуд вынужденных колебаний корпуса ракеты-носителя

Для определения поперечных вынужденных колебаний части корпуса РН, к которой присоединяется адаптер, представим ее в виде балки, состоящей из трех сегментов (трех ступеней), как показано на рисунке 2 [4]. Массы ДУ и ПН введены в виде сосредоточенных масс, а масса топлива распределена по длине каждой ступени. ДУ первой ступени работает 130 с и создает вибрационное нагружение частотой 9,75 Гц, ДУ второй ступени работает 190 с частотой 8,6 Гц. Результаты расчетов показаны на рисунках 1-3.

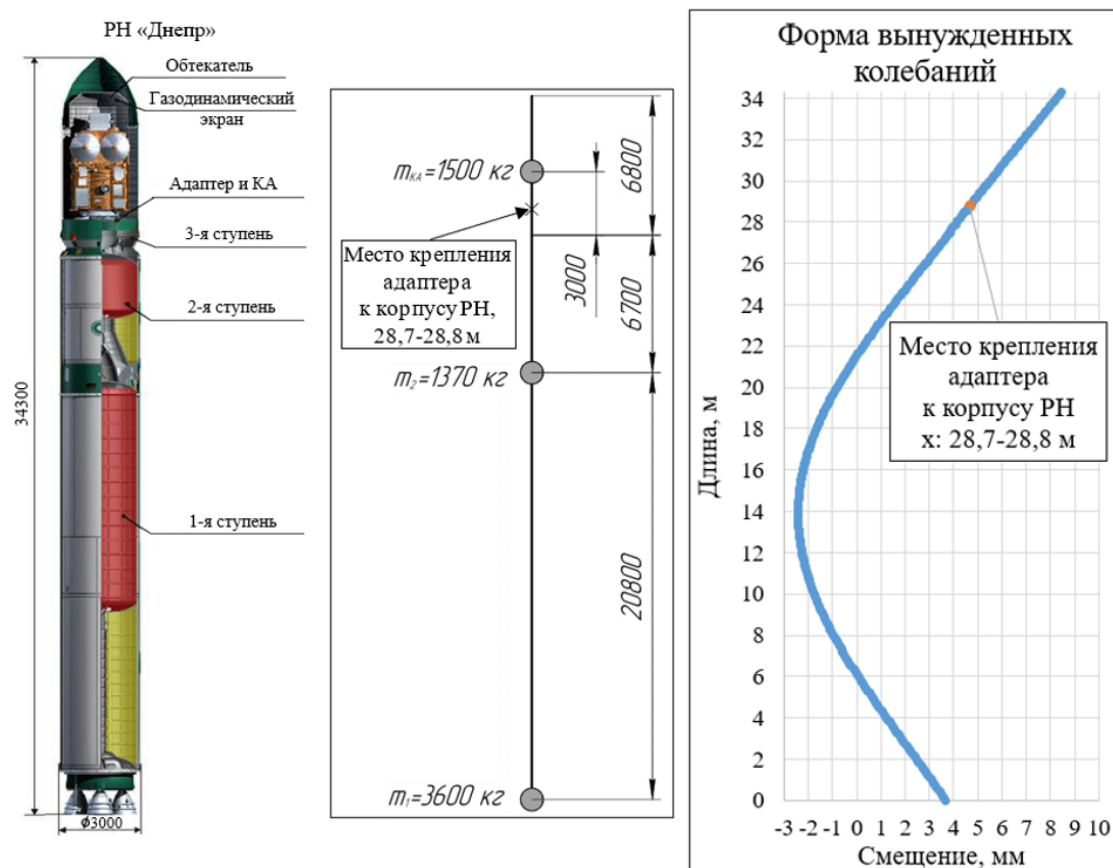


Рисунок 1 – Внешний вид РН «Днепр», её расчетная схема в виде трёхсегментной балки и рассчитанная форма вынужденных колебаний

В вынужденных колебаниях с сопротивлением всегда имеет место запаздывание фазы колебаний по сравнению с фазой вынуждающей силы. Аналогичное явление наблюдается и в рассматриваемой модели: параметры колебаний верхней части корпуса РН отличаются от параметров вынуждающей силы.

Согласно руководству пользователя РН «Днепр» [5] основные частоты поперечных колебаний лежат в диапазоне 1-5 Гц, при этом при расчете получается диапазон частот 1,32-3,16 Гц, как показано на рисунках 2-3. Это говорит о правдивости результата и возможности применения балочной модели корпуса для расчета частот вынужденных колебаний. Амплитуды колебаний лежат в диапазоне 2,4-4 мм.

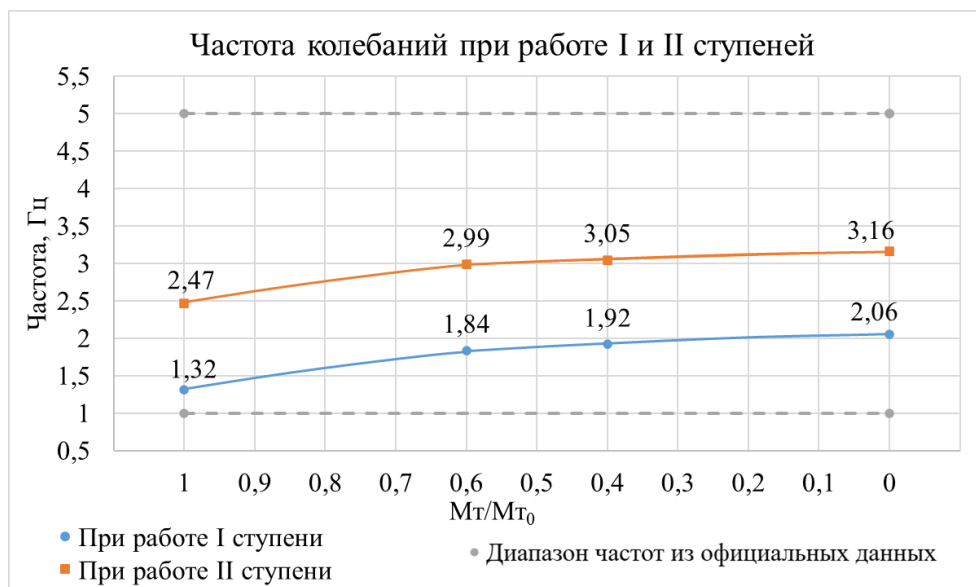


Рисунок 2 – Изменение частоты колебаний части корпуса РН, к которой присоединяется адаптер, при работе I и II ступеней, M_t/M_{t0} – отношение текущей массы топлива к начальному

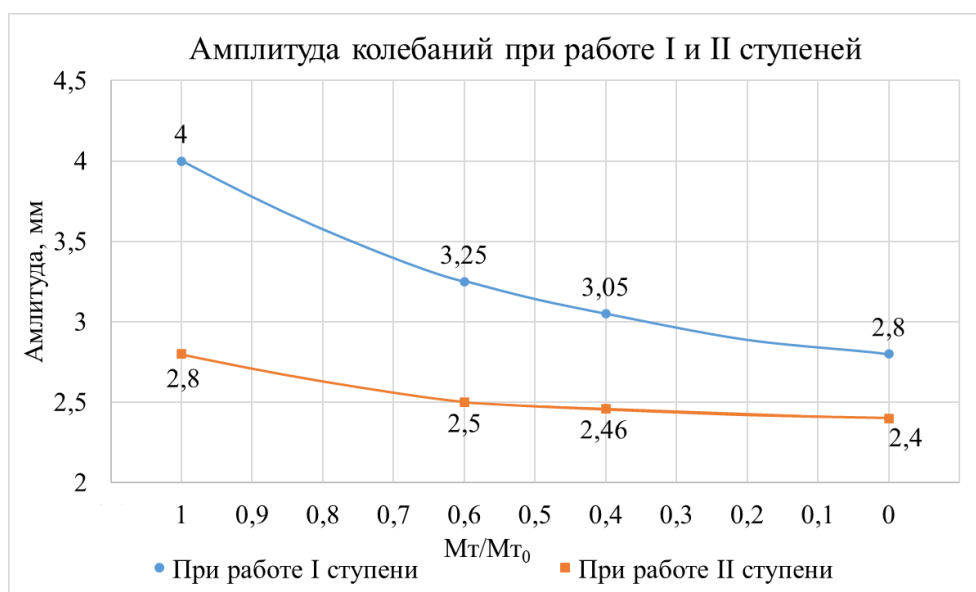


Рисунок 3 – Изменение амплитуды колебаний части корпуса РН, к которой присоединяется адаптер, при работе I и II ступеней, M_t/M_{t0} – отношение текущей массы топлива к начальной

2 Расчет поведения адаптера с полезной нагрузкой при колебаниях верхней части корпуса ракеты-носителя

В данной работе рассматривается универсальный адаптер, предназначенный как для одиночного, так и группового выведения КА (рисунок 4) [6]. Расчетная модель адаптера представляет собой ферму (рисунок 5), составленную из демпфирующих стержневых элементов. Узлы соединений не моделируются и заданы в виде жестких соединений стержней между собой.

КА имитируется как абсолютно твердое тело в виде габаритного груза размерами $1 \times 1 \times 1,5$ м, центр масс которого совпадает с центром масс реального спутника. Масса КА – 1500 кг. Соединение с адаптером происходит посредством дополнительных стержней, которые соединяют верхний ярус адаптера с нижним основанием КА в четырех точках.

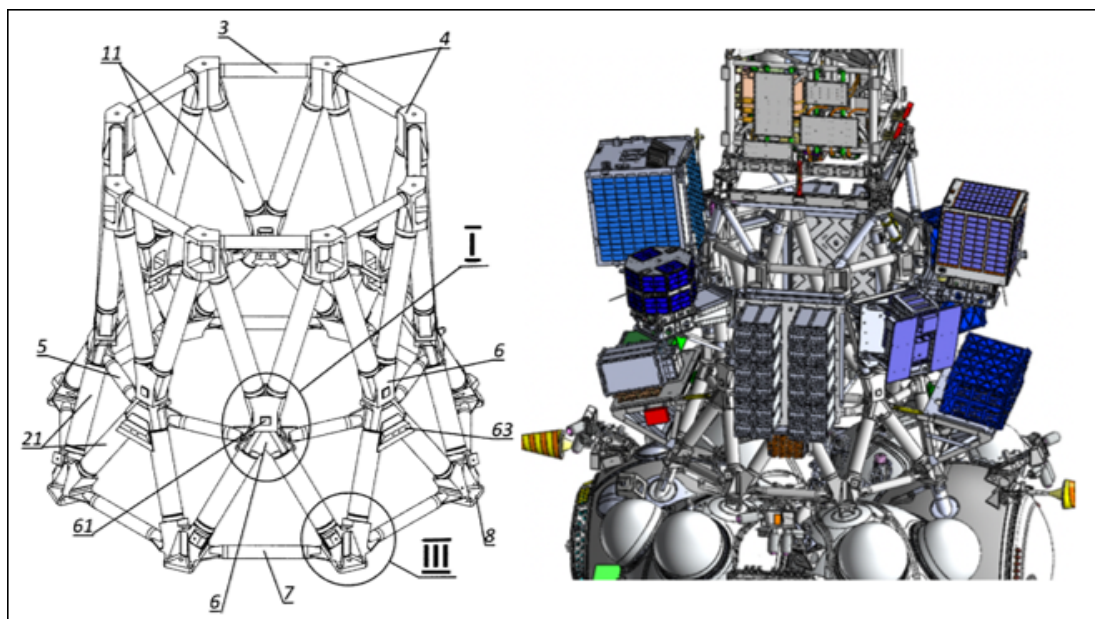


Рисунок 4 – Внешний вид рассматриваемого адаптера и пример применения

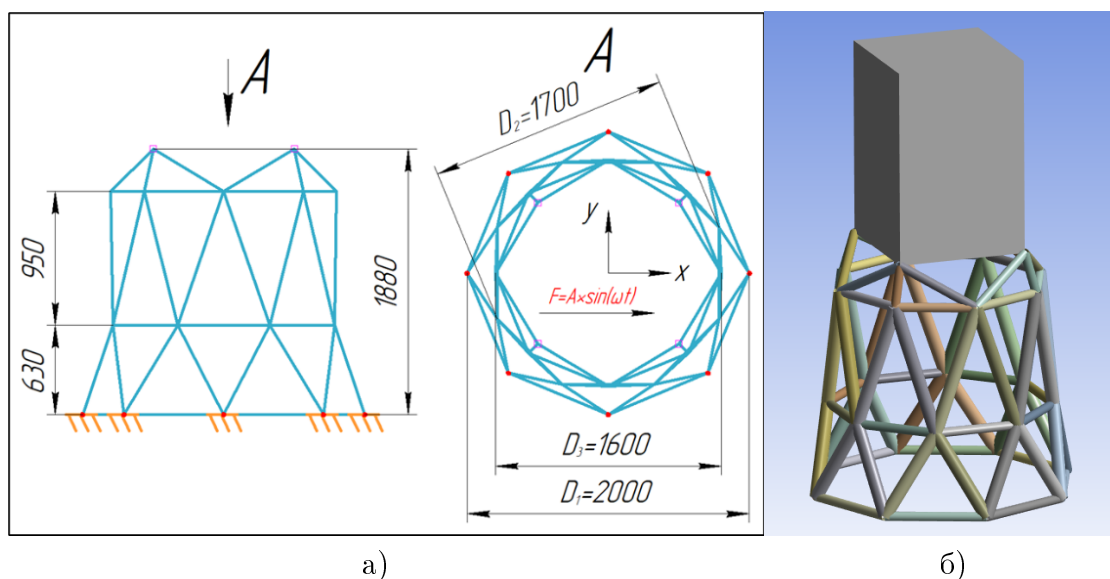


Рисунок 5 – а) Расчётная схема адаптера, квадраты – узлы крепления КА к адаптеру;
б) модель адаптера в Ansys

Вибронагружение происходит с использованием ранее рассчитанных параметров вибрации для нижнего яруса адаптера. Нагрузка задана в виде гармонической функции и прикладывается по оси X. Всего рассматривается 4 расчётных случая, соответствующие началу и концу работы I и II ступеней. Результаты расчета представлены на рисунках 6-7.

Если отклик конструкции по оси X совпадает с возмущающей силой, то из-за несимметричности КА колебания возникают и по оси Y. При этом их амплитуда больше амплитуды нагрузки минимум в 4 раза, а частота, наоборот, меньше и лежит в диапазоне 0,08-0,133 Гц.

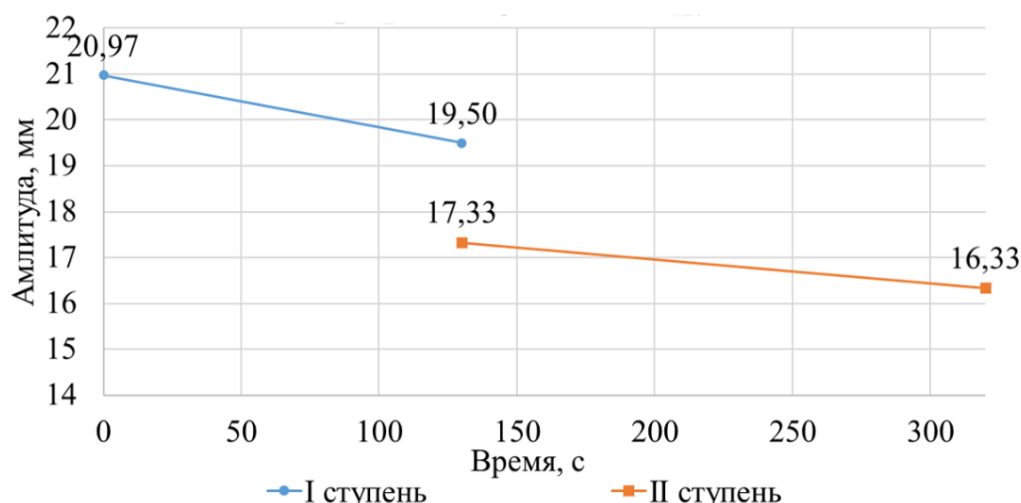


Рисунок 6 – Амплитуда вынужденных колебаний КА при работе I и II ступени

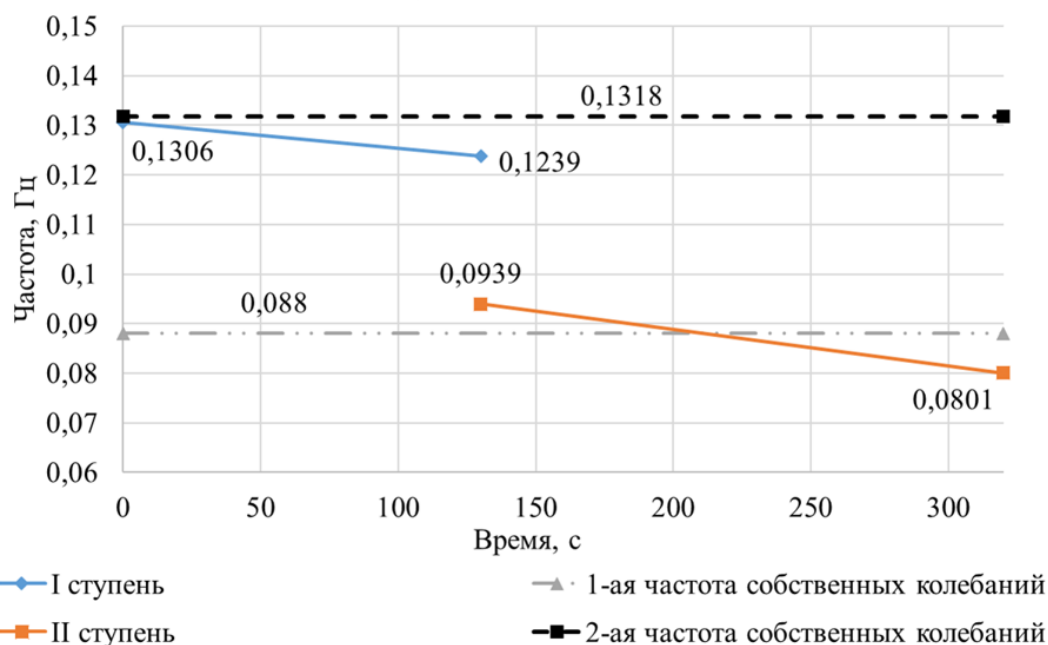


Рисунок 7 – Частота вынужденных колебаний КА при работе I и II ступени

3 Анализ полученных результатов

Анализируя результаты расчетов, можно сделать несколько выводов. Из-за наличия сил инерции и структурного демпфирования, частота вынужденных

колебаний верхней части корпуса, которая лежит в диапазоне 1,32-3,16 Гц, не совпадает с частотами возбуждающих нагрузок 9,75 и 8,6 Гц. Следует отметить, что полученные значения частот лежат между значениями частот собственных колебаний РН, следовательно, возникновение резонанса на участке распространения вибрации от ДУ к ПН маловероятно. Также результаты расчетов попадают в диапазон, указанный в руководстве пользователя РН «Днепр», что говорит о правдивости полученных данных.

Расчет вынужденных колебаний адаптера с КА показал следующее. При работе I и II ступеней на нижний ярус адаптера воздействует вибрационная нагрузка амплитудой от 2,4 до 4 мм и частотой от 1,32 до 3,16 Гц, что вызывает колебания КА не только в направлении воздействия нагрузки, но и в перпендикулярном направлении. Суммарное отклонение КА от положения равновесия составило более 21 мм при работе I ступени и более 16 мм при работе II ступени, что больше амплитуды вынуждающих колебаний в 5,25-6,67 раз. При этом вынужденные колебания возникают на частотах, числовые значения которых лежат между значениями низших частот собственных колебаний системы «адаптер-КА».

По полученным графикам видно, что с течением времени амплитуда и частота колебаний КА несколько изменяются. Если во время работы I ступени полученные частоты колебаний вдоль оси Y лежат ниже второй резонансной частоты (0,132 Гц), то при работе II ступени они пересекаются с первой частотой (0,088 Гц) собственных колебаний. Это говорит о возможности возникновения резонансных явлений примерно на 60-80 секундах работы второй ступени (рисунок 7).

Резонансные явления, возможность возникновения которых была выявлена расчетами, в данном случае опасны не из-за возникающих виброускорений (при данных значениях частот и амплитуд они очень малы, около 0,001 g), а из-за больших амплитуд смещений КА. Это может привести к соприкосновению элементов КА с головным обтекателем и их повреждению.

Заключение

Цель проведенной работы заключалась в расчете и анализе вибрационного нагружения, создаваемого работой двигательной установки и воздействующего на полезную нагрузку ракеты-носителя.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Выполнен поиск и анализ теоретических сведений, касающихся расчетов вибрационного нагружения выводимой полезной нагрузки. На основе изученной информации были выбраны методы определения требуемых параметров и определен порядок расчета.
2. Проведены численные расчеты с использованием программного обеспечения, использующего метод конечных элементов.
3. Полученные результаты были проанализированы, сделан вывод об их соответствии данным, указанным в официальных документах для рассмотренной ракеты-носителя.

На основании перечисленных решенных задач можно сделать вывод, что цель работы достигнута.

Результаты работы могут быть использованы в дальнейшем для расчета других видов полезной нагрузки, например, совокупности основной полезной нагрузки и дополнительной, выводимых совместно. Возможен расчет с использованием других вариаций рассмотренного адаптера, т.к. некоторые его параметры могут быть изменены.

Дальнейшим вектором развития данной работы может стать использование

большого числа исходных данных и рассматриваемых параметров или углубление процессов моделирования нагрузок и исследуемых конструкций. Такой подход, с одной стороны, усложнит процессы вычисления, однако позволит использовать меньше допущений на разных этапах расчета и даст возможность получить более точные и достоверные значения искомых величин.

Список использованных источников

1. Левочкин, П. С. Обеспечение устойчивой работы жидкостного ракетного двигателя на режимах глубокого дросселирования / П. С. Левочкин, Е. Н. Семина, И. В. Бурцев // XLIII Академические чтения по космонавтике, посвященные памяти академика С.П. Королева и других выдающихся отечественных ученых - пионеров освоения космического пространства : Сборник тезисов, Москва, 29 января – 01 2019 года. Том 1. – Москва: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2019. – С. 72-73. – EDN YXAQST.
2. SpaceX - Updates 2025// Wayback machine : сайт — URL: <https://web.archive.org/web/20250328034045/https://www.spacex.com/updates/> (дата обращения: 05.08.25).
3. Бадиков Григорий Александрович, Фалько Сергей Григорьевич Экономическое моделирование затрат на запуск космической системы // Экономика космоса. 2022. №2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ekonomicheskoe-modelirovanie-zatrat-na-zapusk-kosmicheskoy-sistemy> (дата обращения: 05.08.2025).
4. Погорелов, В. И. Беспилотные летательные аппараты: нагрузки и нагрев : учебник для среднего профессионального образования / В. И. Погорелов. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2025. — 191 с.
5. Документы МКК "Космотрас" // Международная космическая компания «Космотрас» URL: https://web.archive.org/web/20220522012503/http://kosmotras.ru/docs_mkk/ (дата обращения: 06.08.2025).
6. RU патент № 2624959 от 11.07.2017, МПК В 64 G 1/00. АДАПТЕР ДЛЯ ПОПУТНОГО ВЫВЕДЕНИЯ ПОЛЕЗНЫХ НАГРУЗОК : / Асюшкин Владимир Андреевич, Ишин Сергей Вячеславович, Федоскин Дмитрий Игоревич [и др.] – 26 с.

References

1. Levochkin, P. S. Ensuring the Stable Operation of a Liquid Rocket Engine in Deep Throttling Modes / P. S. Levochkin, E. N. Semina, and I. V. Burtsev // XLIII Academic Readings on Cosmonautics Dedicated to the Memory of Academician S. P. Korolev and Other Outstanding Russian Scientists Who Pioneered the Exploration of Outer Space : Collection of Abstracts, Moscow, January 29 – 01, 2019. Volume 1. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University (National Research University), 2019. – Pp. 72-73. – EDN YXAQST.
2. SpaceX - Updates 2025// Wayback machine : сайт — URL: <https://web.archive.org/web/20250328034045/https://www.spacex.com/updates/> (date of reference: 05.08.25).
3. Badikov Grigory Aleksandrovich, Fal'ko Sergey Grigoryevich Economic Modeling of the Costs of Launching a Space System // Space Economy. 2022. No. 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ekonomicheskoe-modelirovanie-zatrat-na-zapusk-kosmicheskoy-sistemy> (date of reference: 05.08.2025).

4. Pogorelov, V. I. Unmanned Aerial Vehicles: Loads and Heating: Textbook for Secondary Vocational Education / V. I. Pogorelov. — 2nd edition, revised and expanded. — Moscow: Yurayt Publishing House, 2025. — 191 p.

5. Documents of the ISC "Kosmotras" // International Space Company "Kosmotras" URL: https://web.archive.org/web/20220522012503/http://kosmotras.ru/docs_mkk/ (date of reference: 08/06/2025).

6. RU patent No. 2624959 Russian Federation, IPC B 64 G 1/00. ADAPTER FOR THE ASSOCIATED LAUNCH OF PAYLOADS : No. 2016116624 : application 04/28/2016 : publ. 11.07.2017 / Assiushkin Vladimir Andreevich, Ishin Sergey Vyacheslavovich, Fedoskin Dmitry Igorevich, Yakovlev Boris Dmitrievich, Zhumakhanov Nursultan Beketzhanovich, Ogorodnikov Vadim Alexandrovich , Zhavoronkov Valery Vladislavovich (RU) Ilyin Sergey Alexandrovich , Chikhanov Evgeny Sergeevich – 26 p.

УДК: 62-75

OECD: 2.03

Инфрочастотная виброизоляция конструкций и оборудования для доставки на стартовое сооружение и развертывания на орбитальной платформе

Говердовский В.Н.^{1*}, Карпов Е.В.², Рахматов Р.И.³, Левин И.М.⁴, Сидоров П.М.⁵

¹Д.т.н, профессор, ²д.ф-м.н., член-корр. РАН, ³к.т.н., с.н.с., ^{4,5}аспирант

^{1–5}Кафедра «Техническая механика и компьютерное моделирование», Московский
политехнический университет, г. Москва, РФ

²Лаборатория моделирования гетерофазных материалов, Институт гидродинамики
им. М.А. Лаврентьева, СО РАН, г. Новосибирск, РФ

Аннотация

В статье рассматривается подход, способный качественно изменить виброизоляцию, особенно в диапазоне критических инфрочастот, при транспортировании и работе конструкций и бортового оборудования с помощью механизмов отрицательной и квазиузулевой жесткости. Подход основан на положениях фундаментальной непротиворечивой теории оболочек и включает концепт-модель, общий алгоритм и примеры численного решения задачи закритического деформирования в большом упругих тонкостенных конструкций параметрических элементов проектируемых механизмов. Представлены результаты моделирования нелинейного деформированного состояния и проектных расчетов параметрических элементов. Предложены масштабированные схемы механизмов (примеры), которые могут быть использованы для решения новых практических задач виброизоляции, включая полосу почти нулевых частот, крупногабаритных конструкций и бортового оборудования летательных аппаратов специального класса при перевозках железнодорожным транспортом и последующей орбитальной работе.

Ключевые слова: конструкции и бортовое оборудование, транспортирование и орбитальная работа, инфрочастотные вибрации, механизмы отрицательной и квазиузулевой жесткости, виброизоляция

Infra-frequency vibration isolation of product designs and board equipment for transportation to a launcher and deployment on an orbital platform

Goverdovskiy V.N.^{1*}, Karpov E.V.², Rakhmatov R.I.³, Levin I.M.⁴, Sidorov P.M.⁵

^{1,2}D.Sc., Professor, ³PhD, Senior researcher, ^{4,5}Graduate student

^{1–5}Department of the Applied Mechanics and Computer Modeling, Moscow Polytechnic
University, Moscow, Russia

²Lab for modeling the heterophase materials, Lavrentiev Institute of Hydrodynamics, Siberian
Branch of the Russian Academy of Science, Novosibirsk, Russia

*E-mail: vng_scien@yahoo.com (Говердовский В.Н.)

Abstract

This paper presents an approach which could qualitatively change the vibration isolation, especially in the infra-frequency range, for transporting and operation the product designs and onboard equipment by using the mechanisms of negative and quasi-zero stiffness. The approach is based on the fundamental theory of shells and includes a concept-model, a general algorithm and examples of numerical solutions to the problem of postbuckling in large for elastic thin-walled parametric elements in designing the mechanisms. The results of modeling the nonlinear deformed state and design study of the elements are presented. Examples of scaled layout diagrams of the mechanisms are proposed for new real-world problems of the infra-frequency vibration isolation, including near-zero frequency band, which could be used during railroad transportation and then orbital operation of large-dimension product designs and onboard equipment for special-class aircraft.

Keywords: *product designs and onboard equipment, transportation and orbital operation, infra-frequency vibrations, mechanisms with negative and quasi-zero stiffness, vibration isolation*

Введение

Инфрачастотные, $f \leq 10$ Гц, вибрации, особенно почти нулевых частот, $0 < f \leq 1$ Гц, ограничивают или, в ряде случаев, делают невозможными разработку и применение объектов, чувствительных к ним. Инфрачастотные вибрации общая, труднорешаемая проблема железнодорожных перевозок любых грузов. Основными проблемами перевозки грузов особого назначения, например, крупногабаритных конструкций и бортового оборудования летательных аппаратов специального класса на стартовые сооружения являются широкий диапазон их функциональных и масс-габаритных характеристик, способов и средств крепления в транспортных контейнерах. При этом виброускорения достигают $1,5g$ и более в полосах частот, $f \leq 5-6$ Гц, критических для конструкционной прочности и безопасной эксплуатации таких объектов [1], [2].

Солнечные панели, разворачиваемые на орбитальной платформе, есть гибкие конструкции с большой парусностью. В результате, возбуждаются инфрачастотные вибрации, включая почти нулевые значения, $f \approx 0,4-1$ Гц, вызывая большие деформации и перемещения объектов, размещаемых на платформе. Вибрации снижают устойчивость платформы при выходе на орбиту, разворачивании, маневре, ориентации, стыковке и разделении с космическими аппаратами (КА). Это вызывает вибрации оборудования, которые могут в 5-15 раз и более превышать допустимые значения. Как следствие, качество изображения, точность наведения зачастую не соответствуют техническим возможностям, например, телескопов и другой бортовой оптики [3]-[5].

Виброизолирующие механизмы (ВИМ) для перевозки грузов особого назначения имеют, как правило, параметрические (упругие) элементы в виде пластинчатых или стержневых конструкций [6]. Для защиты солнечных панелей используют демпферы с пассивным или активным управлением [3], [7]. Однако ВИМ, основанные на методе демпфирования, «не видят», при ограничениях на величину рабочего хода, вибраций в большей части инфрачастот, не говоря уже о почти нулевых частотах. Поэтому их эффективность начинается на частотах $f > 6-8$ Гц. ВИМ квазинулевой жесткости (ВИМ-КНЖ) могут стать эффективным и, в известной степени, универсальным средством обеспечения надежной перевозки конструкций и бортового оборудования наземным транспортом и безопасной эксплуатации на орбите. ВИМ-КНЖ – различные комбинации параметрических элементов, одни из которых дают эффект положительной, $k_{(+)}$, другие – отрицательной, $k_{(-)}$, жесткости [8]. ВИМ-КНЖ способны обеспечить виброизоляцию в широком диапазоне, включая почти нулевые частоты. Эффективность ВИМ-КНЖ

не зависит от величины рабочего хода, а определяется возможностями регулирования и достижения баланса жесткостей, $k_{\Sigma} = k_{(+)} + k_{(-)} \rightarrow \pm 0$. В статье рассматриваются вопросы разработки новых механизмов отрицательной жесткости (МОЖ) как основы ВИМ-КНЖ. Показано, что МОЖ способны выполнять также функции, например, мягких упоров при наземном транспортировании контейнерных грузов или регуляторов относительных угловых перемещений секций орбитальных солнечных батарей.

1 Моделирование характеристик механизмов отрицательной жесткости

1.1 Силовая схема

Упругие тонкостенные конструкции, например, несвязанные пакеты пластинок при цилиндрическом изгибе, являются наиболее работоспособными параметрическими элементами МОЖ [8]. Одна из рациональных схем МОЖ показана на рисунке 1.

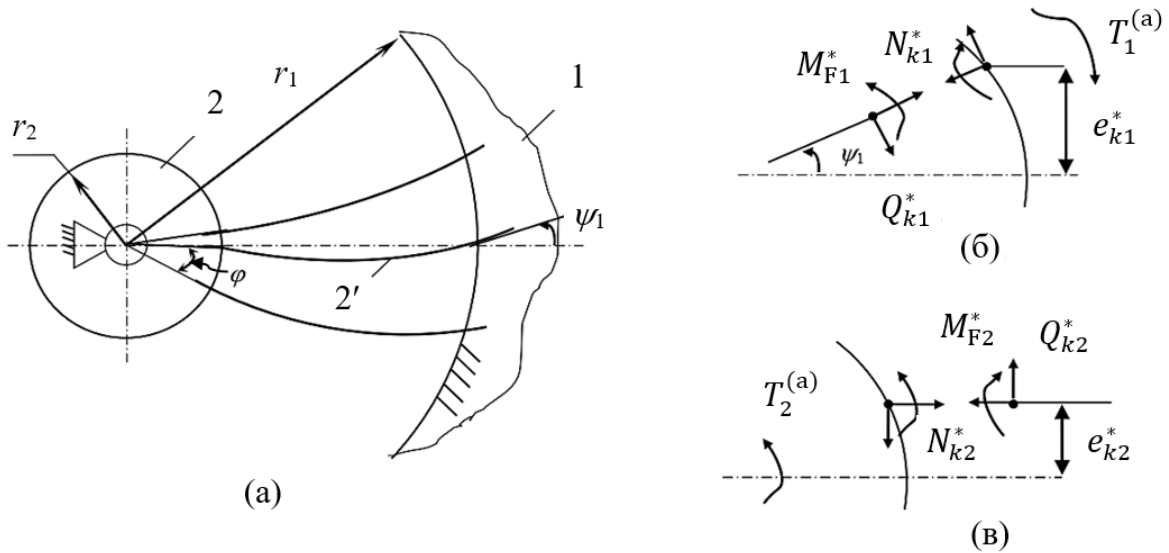


Рисунок 1 – Расчетная схема МОЖ: (а) компоновка, где 1 и 2 – структурные элементы, 2' – параметрический элемент; (б)–(в) силовые схемы для k -й пластинки пакета

Для получения требуемой упругой характеристики (крутящий момент $T^{(a)}$ – угловое перемещение φ) МОЖ формируют некоторое количество пакетов по n_{pl} пластинок в каждом. Без учета взаимовлияния пластинок в пакете, т.е. сил структурного трения при упругом деформировании, каждая пластинка длиной l в пакете рассматривается отдельно, но учитывается порядок расположения пластинок в пакете.

Из условия равновесия структурных элементов 1 и 2 (см. рисунок 1) определяют внешние силовые факторы (крутящие моменты):

$$T_1^{(a)} = \sum_{k=1} [M_{Fk}^* - (N_k^* \cos \psi_1 + Q_k^* \sin \psi_1) \cdot e_k^* - (N_k^* \sin \psi_1 + Q_k^* \cos \psi_1) \cdot r_1], \quad (1a)$$

$$T_2^{(a)} = \sum_{k=1} (M_{Fk}^* - N_k^* e_k^* - Q_k^* r_2), \quad (16)$$

где M_{Fk}^* , Q_k^* и N_k^* – изгибающий момент, перерезывающая и мембранная силы; $e_k^* = e_k \cos^{-1} \psi_1$, e_k – эксцентриситет k -й пластинки относительно центральной, ψ_1 – угол наклона пластинки относительно нормали (дополнительный проектный параметр).

При численном решении задачи, условие $T_1^{(a)} = T_2^{(a)}$ не выполняется. Поэтому искомый крутящий момент, приложенный к элементу 2, принимают как $T^{(a)} = 0,5 \left(T_1^{(a)} + T_2^{(a)} \right)$, а разность $\Delta T^{(a)} = 0,5 \left(T_2^{(a)} - T_1^{(a)} \right)$ – как оценку точности решения.

Другие условия задачи: (а) пластинки предварительно сжаты так, что длина каждой из них, без учета опорных участков, $l > (r_1 - r_2)$; (б) Δl_{01} и Δl_{02} – длины опорных участков равны; (в) $\psi_1 \neq 0$ и $\psi_2 = 0$ – углы между осью пластинки в местах крепления и нормальными к окружностям радиусов r_1 и r_2 ; (г) $b(\xi) = \text{const}$ и $h(\xi) = \text{const}$ ширина и толщина пластинки по длине ее изогнутой оси ξ ; (д) φ – обобщенная координата МОЖ (угловое перемещение элемента 2 относительно элемента 1).

1.2 Безразмерные проектные параметры

Задачи разработки: (а) моделирование и анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) параметрического элемента отрицательной жесткости $k_{(-)}$ (пластинок в пакете), (б) расчет и выбор значений $T^{(a)}$ для поиска рационального баланса жесткости $k_{(-)}$ МОЖ и положительной жесткости $k_{(+)}$ несущего параметрического элемента.

Безразмерные параметры модели МОЖ:

1) Геометрические (длина пластинки параметрического элемента 2', внешний диаметр структурного элемента 2 и относительное начальное осевое сжатие пластинки):

$$\tilde{l} = \frac{l\sqrt{12(1-\nu^2)}}{h}, \quad \tilde{d}_2 = \frac{2r_2}{l}, \quad \tilde{\varepsilon}_0 = 1 - \frac{r_1 - r_2}{l} \quad (2a-2в)$$

2) Силовые и упругие (крутящий момент, который необходимо приложить к элементу 2, изгибная жесткость пластинки на участке угловых перемещений, $\varphi = \varphi_0$, элемента 2, где жесткость принимает отрицательные значения):

$$\tilde{T}^{(a)} = \frac{T^{(a)} n_{pl}}{E b l^2}, \quad \tilde{k}_{(-)|\varphi=\varphi_0} = \frac{d\tilde{T}^{(a)}}{d\varphi} \quad (2г-2д)$$

3) Прочностные:

$$\tilde{\sigma}_{F(max)} = \frac{\sigma_{F(max)}}{\sigma_e} = \frac{E}{2(1-\nu^2)\sigma_e} \tilde{l}^{-1} \left(\frac{d^2 \varpi}{d\tilde{x}^2} \right)_{(max)}, \quad (2e)$$

где $\tilde{\sigma}_{Fmax} = \frac{\sigma_{Fmax}}{\sigma_{lim}} = \frac{6M_{Fmax}}{\sigma_{lim} b h^2}$ – отношение максимумов текущих и предельно допускаемых значений напряжений к пределу упругости σ_e , а изгибающий момент:

$$M_F = \frac{E b h^3}{12(1-\nu^2)} \frac{d^2 \varpi}{dx^2} = \frac{E b h^3}{12(1-\nu^2)l} \frac{d^2 \tilde{\varpi}}{d\tilde{x}^2}, \quad (3)$$

где $\tilde{\varpi} = \varpi/l$ и $\tilde{x} = x/l$ – прогиб и текущая координата поперечного сечения, ν и E – коэффициент Пуассона и модуль Юнга материала пластинки, соответственно.

1.3 Алгоритм и анализ результатов численных расчетов

Один из рабочих алгоритмов (пример) решения задач моделирования и анализа параметров НДС, а также геометрического расчета структурных и параметрических (упругих) элементов МОЖ представлен на рисунке 2.

При заданных ограничениях для $\tilde{l}, \tilde{d}_2, \tilde{\varepsilon}_0$, решают, используя различные рабочие алгоритмы, задачу моделирования и анализа параметрического элемента (отдельных пластинок или пакета). Определяют φ_{min} для выполнения условия $\tilde{T}^{(a)} = 0$. Вычисляют

значения $d\tilde{T}^{(a)}$ и $d\varphi$, соответствующие разностям максимумов и минимумов момента $\tilde{T}^{(a)}$. В процессе решения, контролируют максимум напряжений $\tilde{\sigma}_{Fmax}$. Если $\tilde{\sigma}_{Fmax} > 1$, то итерационную процедуру повторяют, увеличивая или уменьшая величину $\tilde{\varepsilon}_0$.

Исследование НДС параметрического элемента и расчет геометрии элементов МОЖ выполняют онлайн. Для реализации алгоритмов разработан пакет прикладных программ в обновленной среде Delphi. Пример интерфейса ввода исходных данных и мониторинга параметров решения комплекса проектных задач показан на рисунке 3а. Диапазон изменения $\tilde{T}^{(a)}$ зависит, в основном, от величины $\tilde{\varepsilon}_0$, ограничиваемой параметром $\tilde{\sigma}_{Fmax}$ (см. тест-примеры расчета параметров для различных значений n_{pl} на рисунке 3б). Конечные значения ψ_1 и $\tilde{\varepsilon}_0$ получают как результат решения задачи.

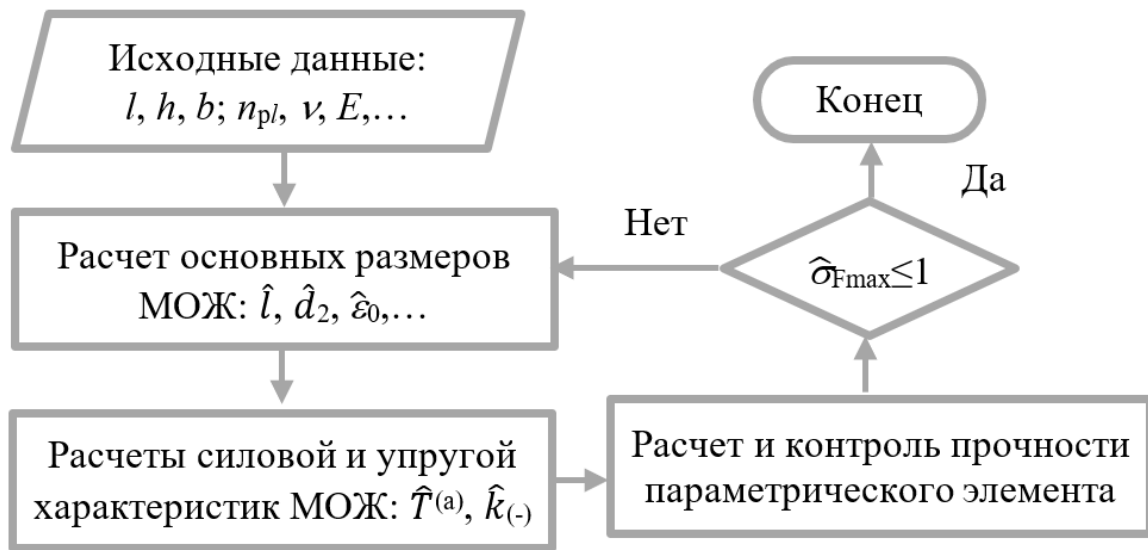
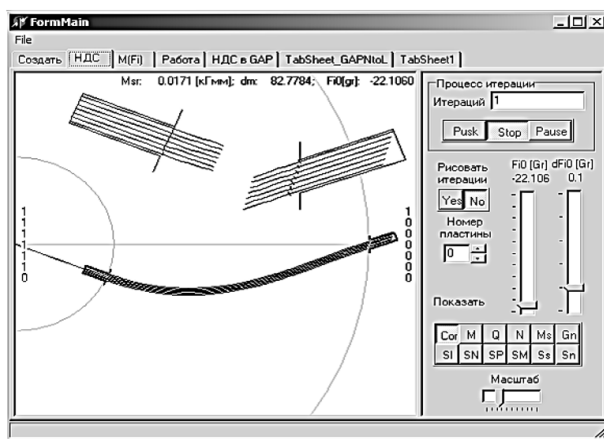
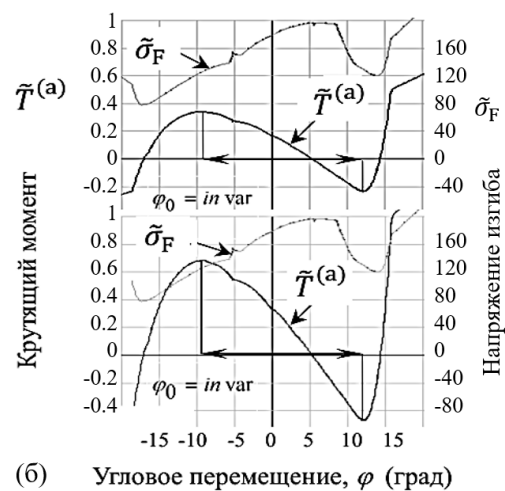


Рисунок 2 – Алгоритм моделирования НДС и расчета геометрии элементов МОЖ



(а)



(б) Угловое перемещение, φ (град)

Рисунок 3 – Проектирование МОЖ: (а) интерфейс данных; (б) упругая и прочностная характеристики (варианты), при инвариантной кинематической характеристике

Для расчета характеристик МОЖ применяют фундаментальные соотношения [8]. Для пластинок из пружинных сталей ($\nu = 0,3$ и $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ МПа), такие соотношения позволяют рассчитывать значения характеристик с погрешностью менее 1,25%:

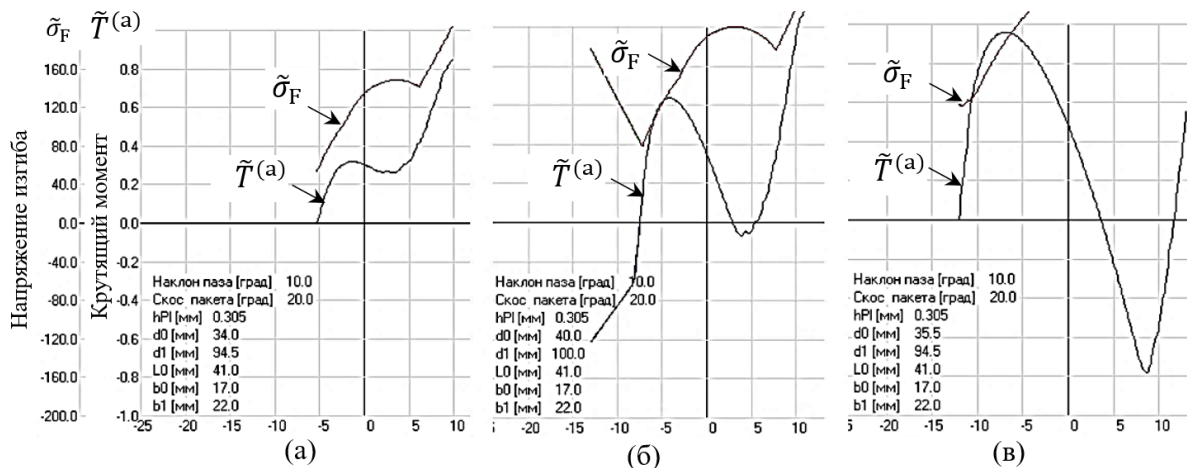
$$(r_1 - r_2) h^{-1} = 6,25\varphi_0 - 8 \cdot 10^{-4} \varphi_0^2 - 6,25 \cdot 10^{-4} \varphi_0^3, \quad (4a)$$

$$\psi_1 \approx 1,08375\varphi_0 \quad (4б)$$

Введение проектного параметра ψ_1 обеспечивает однозначность решения, а также возможность расширения диапазона кинематической характеристики φ_0 без увеличения размеров МОЖ. Варьируя $\tilde{\varepsilon}_0$ в ур-и (2в), оптимизируют геометрические и упругие характеристики. Из ур-й (2г-2д) следует, что от толщин и количества пластинок зависит форма и крутизна упругой характеристики МОЖ на участке отрицательной жесткости, и незначительно от варьирования длины l пластинок. Крутящий момент $\tilde{T}^{(a)}$ может широко варьироваться, но при этом φ_0 -диапазон может оставаться инвариантным (см. рисунок 3б). Вместе с тем, из ур-я (4а) следует, что, например, при фиксированном значении толщины пластинок, возможно существенно увеличить φ_0 -диапазон, причем без роста размеров и снижения прочности параметрического элемента МОЖ. Кроме того, в ур-е (4а) не входит ширина b элемента, этот параметр не влияет на геометрию и кинематическую характеристику МОЖ. Более подробно теория и методология решения задач проектирования МОЖ применительно к новым, рассматриваемым далее, системам виброизоляции (СВИ) изложена в ряде работ авторов (см., например, [8]).

2 Практические примеры моделей механизмов

Для оценки возможностей разработки и практического применения ВИМ-КНЖ на основе МОЖ определяют особенности СВИ для конкретного объекта. Далее рассчитывают диапазоны силовых и упругих параметров МОЖ: $\tilde{T}^{(a)}$, $|-k_2|$, φ_0 – соблюдая условие прочности параметрических элементов, $\tilde{\sigma}_{Fmax} \leq 1$. С учетом специфики рассматриваемых транспортных СВИ, значения параметров должны варьироваться в широком диапазоне. Тест-примеры на рисунке 3б показывают, что изменение значений лишь двух геометрических параметров, d_2 и l , на 10% дает трехкратное увеличение отрицательной жесткости $|-k_2|$. Следовательно, возможно спроектировать линейку компактных МОЖ, мало отличающихся по габаритам, но кратно по величинам $\tilde{T}^{(a)}$ и $|-k_2|$. Рисунок 4 иллюстрирует примеры расчета моделей МОЖ, отличающихся по габаритам на 12-13%, которые могут быть применены в СВИ с широким диапазоном грузоподъемности: 0,3-0,5, 1-1,5 и >10 кН, соответственно.



Кинематическая характеристика МОЖ: угловое перемещение структурного элемента 2, φ (град)

Рисунок 4 – Проектные параметры МОЖ для СВИ различной грузоподъемности

Из рисунка 4в следует, что напряжения превышают предельные значения, $\tilde{\sigma}_{Fmax} > 1$, при деформировании параметрического элемента на участке отрицательной жесткости. Однако, этот параметр легко «вернуть в норму», уменьшив значение ε_0 и, таким образом, ограничить избыточный для данной модели МОЖ рабочий ход $|\varphi_0|$.

Настройка и контроль баланса отрицательной жесткости параметрического элемента МОЖ и положительной жесткости несущего элемента определенной полезной нагрузки позволяет спроектировать линейку компактных МОЖ и ВИМ-КНЖ на их основе. Таблица 1 иллюстрирует примеры геометрически и динамически подобных МОЖ (см. строку 1) или ВИМ-КНЖ (см. строки 2 и 3) для возможного размещения в монтажных узлах контейнеров для перевозки специальных конструкций и бортового оборудования железнодорожным транспортом или в подвижных соединениях секций солнечных панелей, разворачиваемых на орбитальной платформе.

В таблице 1 (см. ячейку 1-1) показан опытный образец МОЖ, где 1 – корпус, 2 – центральная втулка возвратно-вращательного движения на угол φ , 2' – параметрический элемент, 3 – передача винт-гайка для регулирования величины угловых перемещений φ_0 втулки 2, в пределах которых элемент 2' имеет отрицательную крутильную жесткость. Если к подобному МОЖ 1 (см. ячейку 1-2) присоединить, например, эксцентриковый рычаг 2, то этот МОЖ возможно преобразовать в ВИМ-КНЖ по угловой координате (см. пример упругой характеристики $\tilde{T}^{(a)}(\varphi)$ в ячейке 1-3).

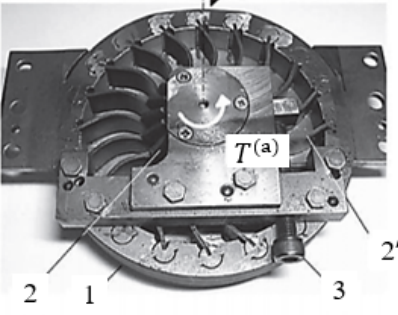
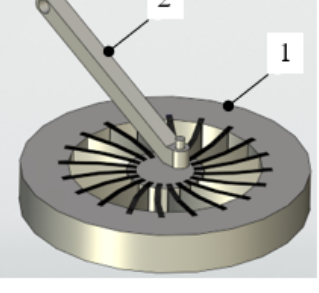
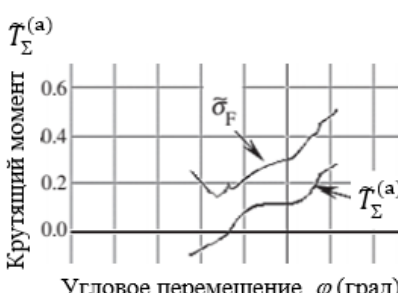
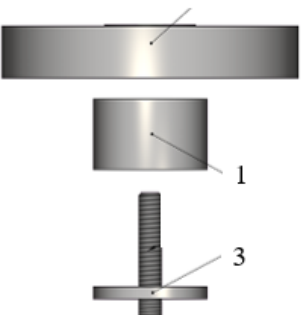
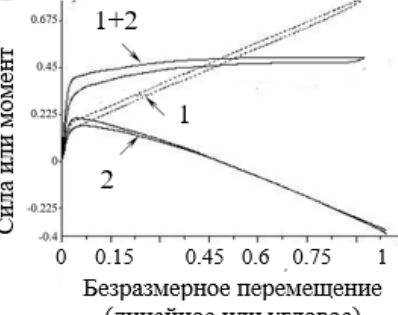
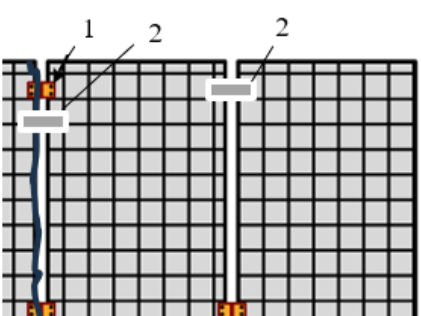
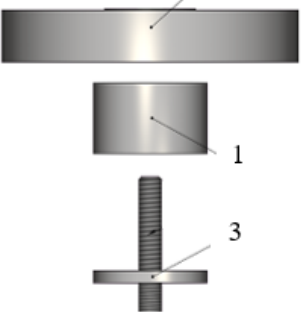
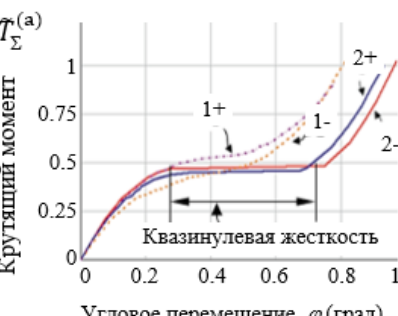
Согласно алгоритму (см. пример в разделе 1) возможно спроектировать линейку геометрически и динамически подобных МОЖ, мало отличающихся по габаритам, но способных работать в составе СВИ, грузоподъемность которых отличается на 1-2 порядка. В таблице 1 (ячейка 2-1) показан контейнер для перевозки грузов до 10 т. Он установлен на известный ВИМ 1 из десяти и более упругих элементов положительной жесткости в виде пакетов пластин [9] или стержней (отрезков тросов) [6]. ВИМ данного типа способны обеспечить виброизоляцию на частотах $f > 6 - 8$ Гц и выше грузов, перевозимых железнодорожным и другими видами наземного транспорта [8].

Используя МОЖ, возможно спроектировать множество вариантов ВИМ-КНЖ, компактных, большей полезной нагрузки, эффективных в широком диапазоне частот, включая почти нулевые значения. Схема одного из них показана в таблице 1 (см. ячейку 2-2). Здесь МОЖ 2 присоединяют к исходному ВИМ 1. Передача винт-гайка 3 позволяет настраивать ВИМ-КНЖ в заданный режим квазиулевого жесткости. Если необходим ВИМ-КНЖ по линейной координате, то МОЖ соединяют с исходным ВИМ с помощью механизма преобразования движения определенного типа [8]. Ячейка 2-3 в таблице 1 иллюстрирует переход исходного ВИМ высокой положительной жесткости (см. графики 1) в режим квазиулевого жесткости (см. графики 1+2) с помощью МОЖ, генерирующего отрицательную жесткость (см. графики 2).

В настоящее время предпринимаются попытки ослабить инфрачастотные вибрации солнечных панелей и другого бортового оборудования КА с помощью пассивных или активных демпферов [3], [5], [7]. Это возможно, но частично и крайне недостаточно для реализации технических возможностей оборудования [5]. С помощью же геометрически и динамически подобных МОЖ возможно решить проблему вибраций КА, в т.ч., почти нулевых частот. Таблица 1 (см. ячейку 3-1) иллюстрирует одну из схем реализации такой возможности. Здесь показано возможное расположение МОЖ 2, подобного схеме в ячейке 2-2, который мог бы работать в параллель с демпфером 1 [3], либо его заменить. Последний вариант качественно меняет виброизоляцию и поэтому представляется более перспективным, т.к. метод демпфирования вблизи почти нулевых частот не работоспособен [10]. В условиях работы КА, МОЖ могут быть использованы самостоятельно или в составе ВИМ-КНЖ. В ячейке 3-3 показаны упругие характеристики

прямого (+) и обратного (-) хода ВИМ-КНЖ. Из графиков 1 и 2 следует, что возможно получить достаточно протяженный участок квазинулевой жесткости при относительном движении секций панели. Отсюда также следует, что жесткость может быть как предельной малой положительной, т.е. $k_{(+)} + k_{(-)} \rightarrow +\min$ (режим виброизолятора), так и предельной малой отрицательной, т.е. $k_{(+)} + k_{(-)} \rightarrow -\min$ (режим мягкого упора и регулятора угла наклона секций).

Таблица 1 – Механизмы отрицательной и квазинулевой жесткости (примеры)

МОЖ и объекты возможного применения	Схемы ВИМ-КНЖ	Функции МОЖ отдельно или в составе ВИМ-КНЖ
1-1 	1-2 	1-3 
2-1 	2-2 	2-3 
3-1 	3-2 	3-3 

Заключение

В статье предложены новые проектные схемы механизмов отрицательной и, на их основе, квазинулевой жесткости, являющиеся, в известной степени, универсальными и безальтернативными средствами инфрачастотной виброизоляции, $f \leq 10$ Гц, особенно в полосе почти нулевых частот, $0 < f \leq 1$ Гц, к которым чувствительны крупногабаритные конструкции и бортовое оборудование летательных аппаратов специального класса при перевозках железнодорожным транспортом и последующей орбитальной работе.

Представлен один из рабочих алгоритмов и результаты (практические примеры) проектирования геометрически и динамически подобных механизмов, способных качественно изменить виброизоляцию в исследуемом диапазоне частот.

Для обеспечения метастабильности систем виброизоляции технических объектов и человека на почти нулевых частотах необходимо активное управление подобными механизмами. Решению задач активного параметрического и позиционного управления, включая обучение механизмов, посвящен ряд текущих и планируемых на ближайшее будущее исследований авторов (см., например, [10]).

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 23-19-00258).

Список использованных источников

1. Railway Induced Vibration, Edited by N. Craven, Inter. Union of Railways, UIC-ETF (Railway Technical Publications), Paris, 2017. 82 p. ISBN: 978-2-7461-2663-3.
2. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь, 1982. ISBN отсутствует.
3. Li D., Liu W. Vibration control for the solar panels of spacecraft: innovation methods and potential approaches // International Journal of Mechanical System Dynamics. 2023. N 3. P. 300-330. Doi:10.1002/msd2.12094.
4. Yang N., Li J., Zhao W. [et al.]. On-orbit performance analysis of solar array in Mars orbit based on Tianwen-1 orbiter. Solar RRL. 2023. N 7. Doi.org/10.1002/solr.202300001.
5. Ермаков В.Ю., Кузнецов Д.А., Телепнев П.П., Сова А.Н. Предложение по решению проблемы виброзащиты прецизионной оптико-электронной аппаратуры космического аппарата «Спектр-УФ» // Вопросы электромеханики. 2013. Т. 135. С. 17-20. E-library ID: 21151802.
6. Ковтунов А.В. Виброизоляция грузов ответственного назначения с изменяющейся массой при перевозке в железнодорожном подвижном составе. Самара: [б. и.], 2003. 135 с. ISBN 5-901267-43-5.
7. Bifa C., Liao J., Yan J. [et al.]. A multi-point decentralized control for mitigating vibration of flexible space structures using reaction wheel actuators // Scientific Reports. 2024. N 14. Doi.org/10.1038/s41598-024-60702-6.
8. Lee C.-M., Goverdovskiy V.N., Vibration Protection Systems: Negative and Quasi-Zero Stiffness, Cambridge University Press, 2021. Doi:10.1017/9781108874540.
9. Nuclear shock and vibration control. Available at: www.taylordevices.com (дата обращения 30.08.2025).
10. Lee C.-M., Karpov E.V., Goverdovskiy V.N. [et al.] Parametric control of quasi-zero stiffness mechanisms for vibration isolation at near-zero frequencies // Journal of Vibration and Control. 2024. N 31. P. 1347–1358. Doi.org/10.1177/10775463241239381.

References

1. Railway Induced Vibration, Edited by N. Craven, Inter. Union of Railways, UIC-ETF (Railway Technical Publications), Paris, 2017. 82 p. ISBN: 978-2-7461-2663-3.
2. Il'yinskiy V.S. Vibration Protection of Onboard Electronics. Moscow, Radio Communication, 1982. No ISBN available. (In Russian).

3. Li D., Liu W. Vibration control for the solar panels of spacecraft: innovation methods and potential approaches // *International Journal of Mechanical System Dynamics*. 2023. N 3. P. 300-330. Doi:10.1002/msd2.12094.
4. Yang N., Li J., Zhao W. [et al.]. On-orbit performance analysis of solar array in Mars orbit based on Tianwen-1 orbiter. *Solar RRL*. 2023. N 7. Doi.org/10.1002/solr.202300001.
5. Ermakov V.Y., Kuznetsov D.A., Telepnev P.P., Sova A.N. A proposal for vibration protection of precision optical and electronic equipment of the “Spektor-UV” spacecraft // *Problems of the Electromechanics*. 2013. V. 135. P. 17-20. E-library ID: 21151802.
6. Kovtunov A.V. *Vibration Isolation of Critical Cargo with Variable Mass During Railway Transportation*. Samara, 2003. 135 p. ISBN 5-901267-43-5.
7. Bifa C., Liao J., Yan J. [et al.] A multi-point decentralized control for mitigating vibration of flexible space structures using reaction wheel actuators // *Scientific Reports*. 2024. N 14. Doi.org/10.1038/s41598-024-60702-6.
8. Lee C.-M., Goverdovskiy V.N., *Vibration Protection Systems: Negative and Quasi-Zero Stiffness*, Cambridge University Press, 2021. Doi:10.1017/9781108874540.
9. Nuclear shock and vibration control. Available at: www.taylordevices.com (reference date is 30.08.2025).
10. Lee C.-M., Karpov E.V., Goverdovskiy V.N. [et al.]. Parametric control of quasi-zero stiffness mechanisms for vibration isolation at near-zero frequencies // *Journal of Vibration and Control*. 2024. N 31. P. 1347–1358. Doi.org/10.1177/10775463241239381.

УДК: 331.453+628.517.2

OECD: 1.03+2.01

Шум и вибрация как приоритетные факторы безопасности труда при строительстве транспортно-пересадочных кластеров

Буторина М.В.¹, Донцов С.А.^{2*}

¹Д.т.н., доцент, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ,

²К.т.н., доцент, доцент кафедры «Инженерная защита окружающей среды», Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет), г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Рассмотрена проблема обеспечения безопасных условий труда работников при строительстве транспортно-пересадочных кластеров. Для объективной оценки условий труда был применен метод ранговой корреляции. Этот метод позволил достоверно определить ключевые вредные производственные факторы, в качестве которых выступили повышенные уровни шума и вибрации. В рамках натурных исследований на рабочих местах операторов спецтехники были измерены параметры внутреннего шума и эквивалентные скорректированные уровни виброускорения. Результаты позволили классифицировать технику по уровню шума и установить ее акустическое воздействие для машинистов. Анализ показал, что эквивалентный уровень звука превышает допустимые нормы у 28,6% единиц техники в рабочем режиме и у 40% — в режиме холостого хода, а рабочие места машинистов соответствуют классам условий труда от 3.2 до 4. Замеры вибрации выявили превышение гигиенических нормативов у 14,3% образцов строительной техники на 1-7 дБ, что позволяет отнести рабочие места операторов к классу 3.1–3.2. По результатам исследования сформулированы основные мероприятия по приведению условий труда к нормативным значениям.

Ключевые слова: транспортно-пересадочные кластеры, строительство, оператор, условия труда, исследование, шум, вибрация

Noise and vibration as priority factors of occupational safety during construction of transport interchange clusters

Butorina M.V.¹, Dontsov S.A.^{2*}

¹D.Sc., Associate Professor, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia,

²Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Engineering Environmental Protection, St. Petersburg State Technological Institute (Technical University), St. Petersburg, Russia

Abstract

The problem of ensuring safe working conditions for workers during the construction of transport interchange clusters is considered. For an objective assessment of working conditions, the rank correlation

*E-mail: dontsovgroup@mail.ru (Донцов С.А.)

method was used. This method allowed to reliably determine the key harmful production factors, which were increased noise and vibration levels. As part of the field studies, the parameters of internal noise and equivalent corrected vibration acceleration levels were measured at the workplaces of special equipment operators. The results allowed us to classify the equipment by noise level and establish its acoustic impact on machine operators. The analysis showed that the equivalent sound level exceeds the permissible standards for 28.6% of equipment units in operating mode and for 40% in idle mode, and the machine operators' workplaces correspond to working conditions classes from 3.2 to 4. Vibration measurements revealed that 14.3% of construction equipment samples exceeded hygienic standards by 1-7 dB, which allows us to classify the operator workplaces as class 3.1–3.2.

Keywords: transport clusters, construction, operator, working conditions, research, noise, vibration

Введение

Одним из индикаторов благополучия, технологичности и экологичности мегаполисов является уровень развитости транспортной доступности, важнейшая роль в которой отводится транспортно-пересадочным кластерам (ТПК), которые представляют собой сопряженную – конструктивно, технически или технологически – комбинацию транспортно-пересадочных узлов и комплексов [1]–[2].

ТПК является конструктивно сложным объектом, а его создание требует усилий большого количества персонала достаточно различной направленности с использованием технологии, значимой для безопасности работников, их здоровья и разнонаправленного воздействия на окружающую среду.

Для исследования и оценки условий труда (УТ) работников применяются результаты специальной оценки условий труда (СОУТ), производственного контроля условий труда (ПК УТ) и оценки уровней профессиональных рисков (ОПР) [3]–[5].

Наиболее динамично процесс создания ТПК наблюдается в крупнейших мегаполисах страны: г. Москве и г. Санкт-Петербурге.

За последние 10 лет в г. Москве построено порядка 263 ТПУ [6] по оперативным данным (август 2025 г.) из них 182 объекта благоустроены по «плоскостному типу», то есть, где пересадки происходят на уровне грунта без строительства затратных капитальных объектов.

Согласно данным Правительства Санкт-Петербурга [7] в городе функционирует уже 14 ТПУ, а до 2029 г. запланировано строительство еще 29 ТПУ, станции первой очереди: «Броневая», «Волковская», «Старая деревня», «Лесная», «Черная речка» и др.

Краткая технологическая характеристика введенных в действие ТПУ в Москве в 2024-2025 г.г. приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Введенные в эксплуатацию ТПУ в г. Москве в 2024-2025 г.г.

Наименование ТПУ	Площадь, га	Расположение	Состав, особенности
«Окружная»	72,3	Граница двух административных округов и пересечение границ четырех районов.	Крупнейшая ТПУ, объект капитального строительства, выполнен в виде трехуровневого «вертикального города». Представлен тремя станциями: метро, станция Московского центрального кольца и платформа Московской железной дороги.

Продолжение таблицы 1

Наименование ТПУ	Площадь, га	Расположение	Состав, особенности
«Дмитровская»	14,27	Северный административный округ, два района города.	Участки улично-дорожной сети; объекты природного комплекса, озеленённая территория общего пользования.
«Печатники»	88,3 (ТПУ 10,9)	Юго-Восток города.	Крупнейший транспортный хаб Юго-Востока города, включает 2 станции метро, наземный городской транспорт.
«Ходынское поле»	12,37	Пространство на севере города.	Подземная часть ТПУ.
«Технопарк»	32,78	Одноименная станция метро.	Станция метро, разворотная площадка для наземного общественного транспорта, автовокзал, офисы.
«Фонвизинская»	6,71	На базе одноименной станции метро.	Станция метро, компенсационный паркинг, встроенный паркинг, жилые и коммерческие объекты.
«Минская»	34,77	На базе одноименной станции метро, два района города.	Наличие 39 участков зданий и сооружений: 9 - участков проектируемых и реконструируемых объектов метрополитена и 7 - существующих объектов.

1 Материалы и методы

Взаимодействие работника с комплексом неблагоприятных, вредных и опасных факторов при выполнении им трудовых функций наиболее близко описывает модель типа «человек-техника-производственная среда-биосфера». Выбор строгой математической модели для описания этого взаимодействия является многофакторной задачей ввиду многообразия действующих факторов, их связей, качественного и/или случайного характера, частичного отсутствия критериев и других особенностей. В этих условиях наиболее оправданным является использование интуитивных методов, основанных на построении субъективных эвристик, являющихся альтернативными по отношению к формализованным методам.

Одним из таких подходов, позволяющих оценить уровень безопасности является использование методов экспертных оценок. Наиболее известные из них: мозговая атака, ликвидация тупиковых ситуаций, синектика, деловые игры, модифицированный метод Дельфи и др.

Методы экспертных оценок часто применяются в техносферной безопасности, где невозможно провести оценку объекта или процесса другими методами.

В этом случае результаты опроса экспертов обрабатываются, в том числе с помощью методов математической статистики, и на этой основе делаются окончательные выводы.

Применение методов математической статистики, как на этапе проведения, так и при обработке полученной информации является оправданным и достоверным.

Методы экспертной оценки, являясь неотъемлемой частью теории принятия решений, позволяют выявить наиболее характерные или «критичные» элементы в обеспечении безопасности и разработать корректирующие решения.

В целом процедура применения экспертных оценок включает в себя: построение эвристической модели; постановка экспертного анализа; проведение экспертного опроса (интервьюирования) работников с целью получения оценок; математическая

(статистическая) обработка полученных оценок и интерпретация результатов для выработки стратегии принятия корректирующих решений для защиты персонала.

Для оценки воздействия потенциально опасных и вредных производственных факторов (ОВПФ) на здоровье работников чаще проводится опрос (анкетирование, интервьюирование и др.) отдельных рабочих и (или) их групп.

Оценка степени значимости параметров работниками (экспертами) производилась путем ранжирования, то есть присвоения им рангового номера. Фактор, который наиболее важен (критичен) для конкретного рабочего места (профессии), работник (эксперт) давал наивысшую оценку и присваивал ранг 1, а если эксперт признавал несколько факторов равнозначными, то им присваивался одинаковый ранговый номер, так называемые «связанные» ранги.

Результаты опроса обрабатывались по существующей методике [8]. На первом этапе рассчитывалась сумма рангов для каждого фактора по формуле:

$$\sum_{j=1}^m a_{ij}, \quad (1)$$

где m – число опрошенных работников (экспертов, специалистов); a_{ij} – ранг i -го фактора, присвоенный j -м исследователем.

Затем определялось отклонение суммы рангов данного фактора от средней суммы рангов по формуле:

$$\Delta_i = \sum_{j=1}^m a_{ij} - \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m a_{ij}, \quad (2)$$

где Δ_i – отклонение суммы рангов i -го фактора от средней суммы рангов; k – число факторов; $\frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m a_{ij}$ – средняя сумма рангов.

Оценка степени согласованности мнений работников (экспертов) производилась с помощью коэффициента конкордации Кэнделла (W) по формуле:

$$W = \frac{12 \sum_{i=1}^k \Delta_i^2}{m^2 (k^3 - k)}, \quad (3)$$

где Δ_i – отклонение суммы рангов i -го фактора от средней суммы рангов; k – число рассматриваемых (исследуемых) факторов; m – число опрошенных работников (экспертов).

Для оценки значимости коэффициента конкордации использовался критерий согласования Пирсона:

$$\chi^2 = \frac{S}{\frac{1}{12} \cdot m \cdot n (n + 1) + \frac{1}{n-1} \sum T_i}, \quad (4)$$

где T_i – число связей (видов повторяющихся элементов) в оценках i -го эксперта; t_l – количество элементов в l -й связке для i -го эксперта (количество повторяющихся элементов).

Чтобы определить наличие согласия мнений опрошенных работников, расчетное значение χ^2 необходимо было сравнить с табличным значением $\chi^2_{\text{т}}$ из распределения Пирсона. Если $\chi^2 \geq \chi^2_{\text{т}}$, наблюдается согласие мнений.

С целью выяснения реального положения УТ на строительной площадке, была разработана оценочная анкета, включающая семь вопросов, а работникам различных

профессий было предложено пройти интервьюирование, выделив наиболее характерные для них ОВПФ: химические вещества в воздухе рабочей зоне; аэрозоли преимущественно фиброгенного действия (АПДФ); шум; вибрация; качество обучения по вопросам охраны труда (ОТ); удовлетворенность номенклатурой и степенью защиты средств индивидуальной защиты (СИЗ); показатели напряженности труда.

Перечень предлагаемых для экспертной оценки ОВПФ был сформирован по результатам проведения СОУТ, ПК УТ и жалоб работников на существующие условия труда.

Качественно-количественный отбор рабочих для анкетирования был произведен исходя из позиций:

- необходимой репрезентативности выборки статистического исследования, учитывая тот факт, что малое количество экспертов $N \geq 10$ снижает точность исследования, а $N \rightarrow \infty$ приводит к усложнению и удорожанию процедуры, что также в дальнейшем затрудняет выработку корректирующих решений.

- широты обхвата рабочих профессий, учитывая, что в технологических процессах задействованы различные группы строительного персонала.

Оценка степени согласованности мнений всех интервьюированных работников осуществлялась по формуле (3):

$$W = \frac{15524,5}{\frac{1}{12} \cdot 25^2 \cdot (7^3 - 7) - 25 \cdot 0,5} = 0,89$$

$$T1 = [(2^3 - 2)]/12 = 0,5$$

$$T9 = [(2^3 - 2)]/12 = 0,5$$

$$T13 = [(2^3 - 2)]/12 = 0,5$$

$$T17 = [(2^3 - 2)]/12 = 0,5$$

$$\sum T_i = 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,5 = 2$$

Таким образом, в результате расчета коэффициента конкордации Кэнделла была установлена высокая степень согласованности мнений опрошенных.

Итоговая матрица рангов с учетом связанных рангов интервьюированных работников (№ 1,9,13,17) приведена в таблице 2.

Оценка значимости коэффициента конкордации выполнялась при помощи критерия Пирсона:

$$\chi^2 = \frac{15524,5}{\frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 7(7+1) + \frac{1}{7-1} 0,5} = 133,45$$

Вычисленный χ^2 сравниваем с табличным значением для числа степеней свободы $k = n - 1 = 7 - 1 = 6$ при заданном уровне значимости $\alpha = 0,05$.

Поскольку $\chi^2 \geq \chi^2(133,45 \geq 12,59159)$, то полученный нами коэффициент конкордации (0,89) не является случайной величиной, т.е. полученные результаты можно использовать для дальнейших исследований.

Диаграмма распределения рангов ОВПФ, воздействующих на работников при строительстве ТПК, по их значимости приведена на рисунке 1.

Проведенное статистическое исследование позволило выделить приоритетные ОВПФ на строительной площадке. При оценке учитывалось, что чем меньше сумма рангов фактора, тем большее влияние он оказывает на исследуемую величину. Следовательно, наиболее значимыми факторами являются виброакустические.

Таблица 2 – Итоговая матрица рангов по результатам интервьюирования работников, задействованных в строительстве ТПК

Ранги по факторам	Интервьюированные работники																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Х1 Повышенный уровень шума	1	1	2	1	2	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Х2 Повышенный уровень вибрации	2	2	1	3	1	2	2	2	1	3	2	4	2,5	2	2	2	3,5	2	2	3	2	3	2	2	2
Х3 Повышенный уровень химических веществ	4,5	4	4	4	4	4	3	4	3	2	4	2	4	3	4	4	2	3	4	2	4	4	3	3	3
Х4 Повышенная концентрация АПФД	3	3	3	2	3	3	4	3	4	4	3	3	2,5	4	3	3	3,5	4	3	4	3	5	4	4	4
Х5 Высокая напряженность труда	4,5	5	5	5	5	5	6	5	5,5	5	6	7	6	5	6	5	5	5	5	5	5	2	5	6	5
Х6 Удовлетворенность номенклатурой и степенью защиты СИЗ	6	6	6	7	7	6	5	6	5,5	7	5	6	5	6	5	6	6	7	7	6	6	6	7	5	6
Х7 Удовлетворенность качеством обучения по ОТ	7	7	7	6	6	7	7	7	7	6	7	5	7	7	7	7	7	6	6	7	7	7	6	7	7

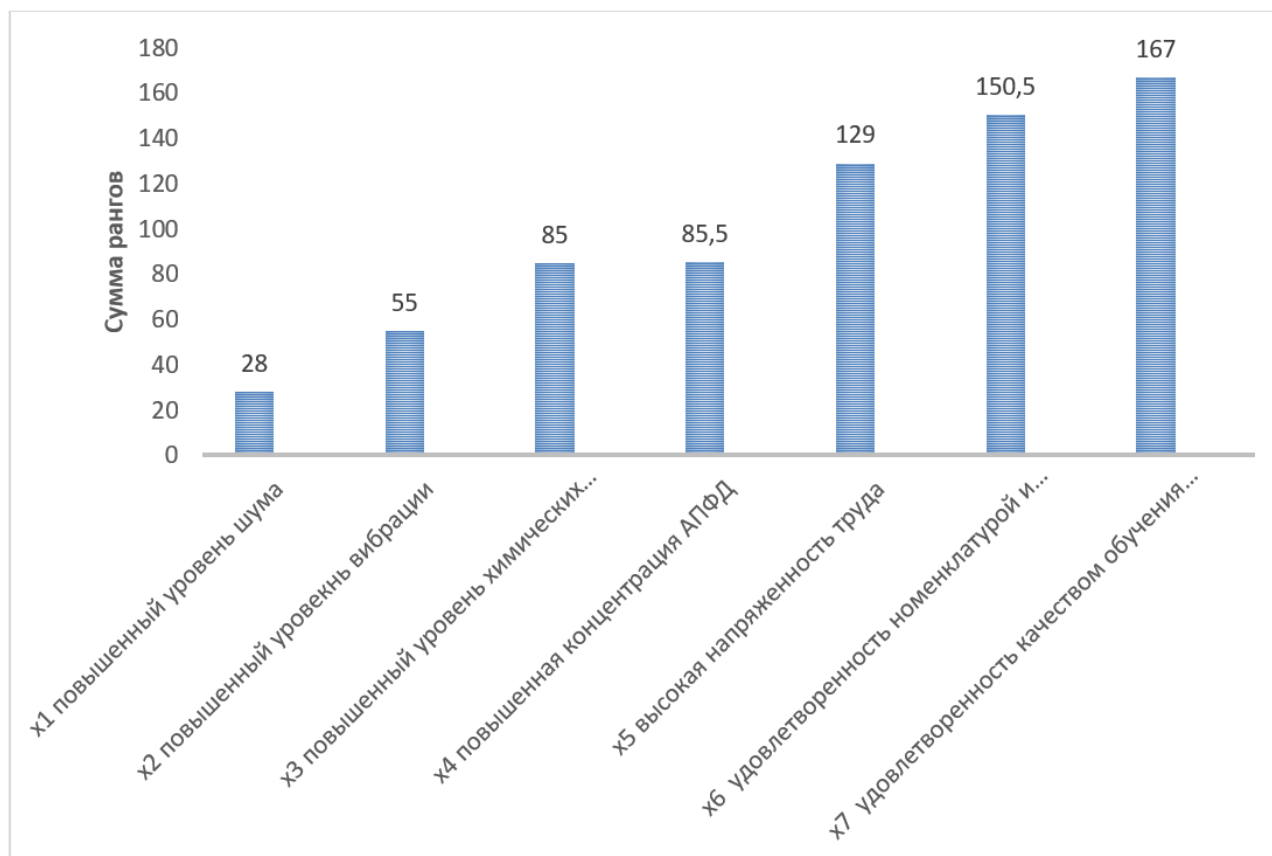


Рисунок 1 – Диаграмма распределения рангов ОВПФ по их значимости на работников при строительстве ТПК

Специфика условий труда работников и связанная с ней акустическая нагрузка определяется типом используемой техники. Основные виды применяемых для строительства ТПК машин были выявлены при помощи изучения технологических карт [2].

С целью оценки уровня воздействия виброакустических факторов на работников, эксплуатирующих наиболее распространенные типы техники, был проведен натурный эксперимент по определению:

- а) внутреннего уровня шума для транспортного и технологического режимов работы;
- б) эквивалентного скорректированного уровня виброускорения на рабочих местах.

Согласно действующего 426-ФЗ [5] исследование шума на рабочих местах осуществляется по аттестованной методике МИ Ш.ИНТ-02.01-2018 [9], а оценка вибрации по «МИ ОВ.ИНТ-05.01-2018» [10].

Измерения проводились при закрытых дверях и окнах кабины (при их наличии), при работе системы вентиляции и в среднем скоростном режиме. Оператор (машинист) находился в позиции вождения. Сидение было расположено в центральной точке его горизонтального и вертикального положения.

Микрофон был расположен на микрофонной стойке и был направлен горизонтально относительно его основной оси. Направление расположения микрофона было таким, как направление взгляда оператора (машиниста) при проведении работ.

2 Результаты

Интерпретация полученных экспериментальных значений внутреннего шума (эквивалентного и максимального уровня звука) на рабочих местах операторов техники, используемой при строительстве ТПК, приведены на рисунках 2-3.

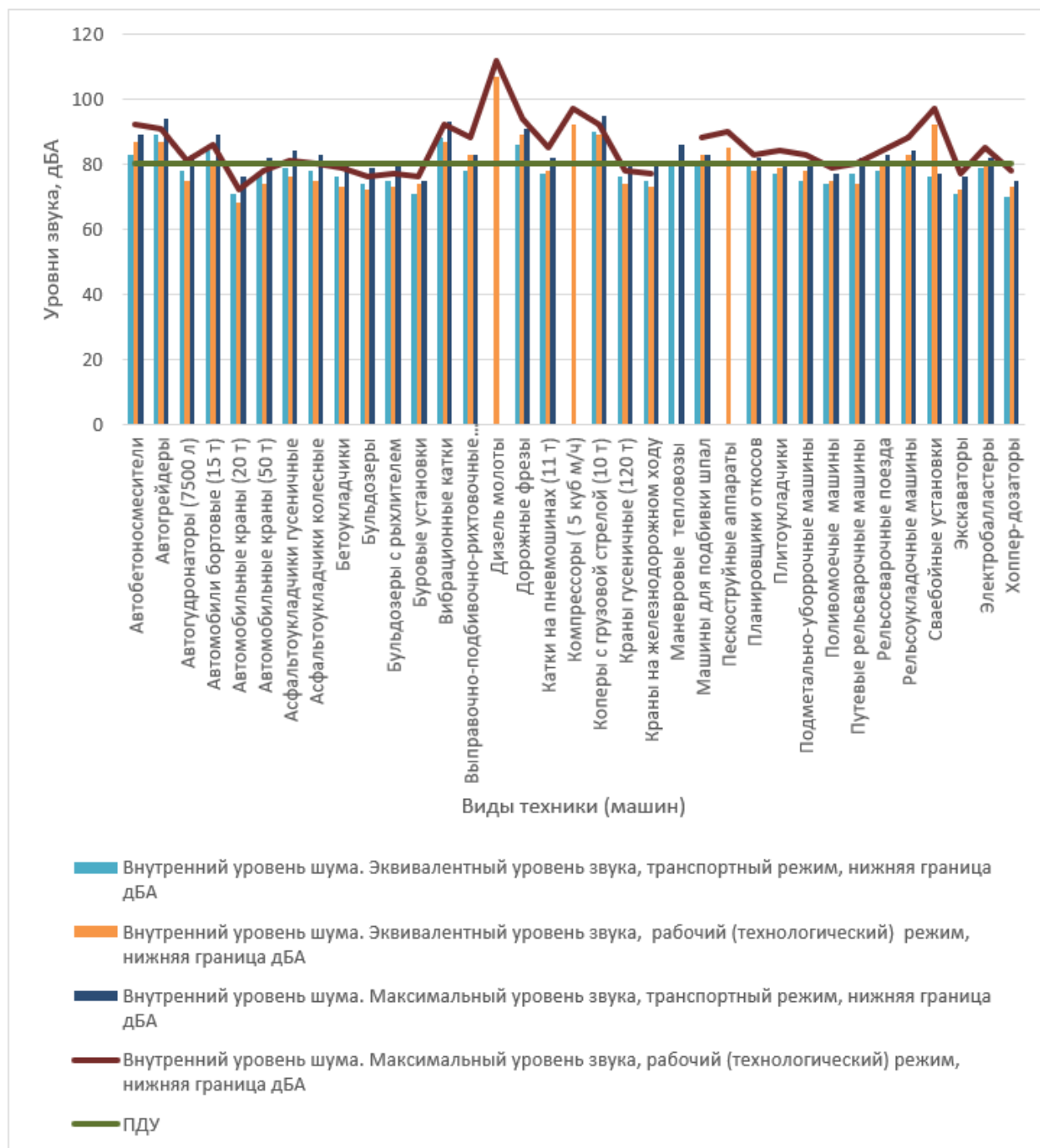


Рисунок 2 – Нижняя граница внутреннего шума ($L_{A_{экв}}$ и $L_{A_{макс}}$, дБА)

Результаты натурных измерений свидетельствуют от том, что эквивалентный уровень звука превышает предельно допустимый уровень (80 дБА) для 10 видов техники в рабочем режиме и для 14 видов в технологическом режиме.

Наибольшее превышение ПДУ составляет 6-30 дБА и характерно для рабочих мест операторов коперов с грузовой стрелой, дизель-молотов, компрессоров, дорожных фрез и вибрационных катков, что позволяет отнести их по фактору шума к классу условий труда

от 3.2 до 4 согласно [11].

Интерпретация полученных экспериментальных значений эквивалентного скорректированного уровня виброускорения на рабочих местах операторов строительной техники приведена на рисунках 4-5.

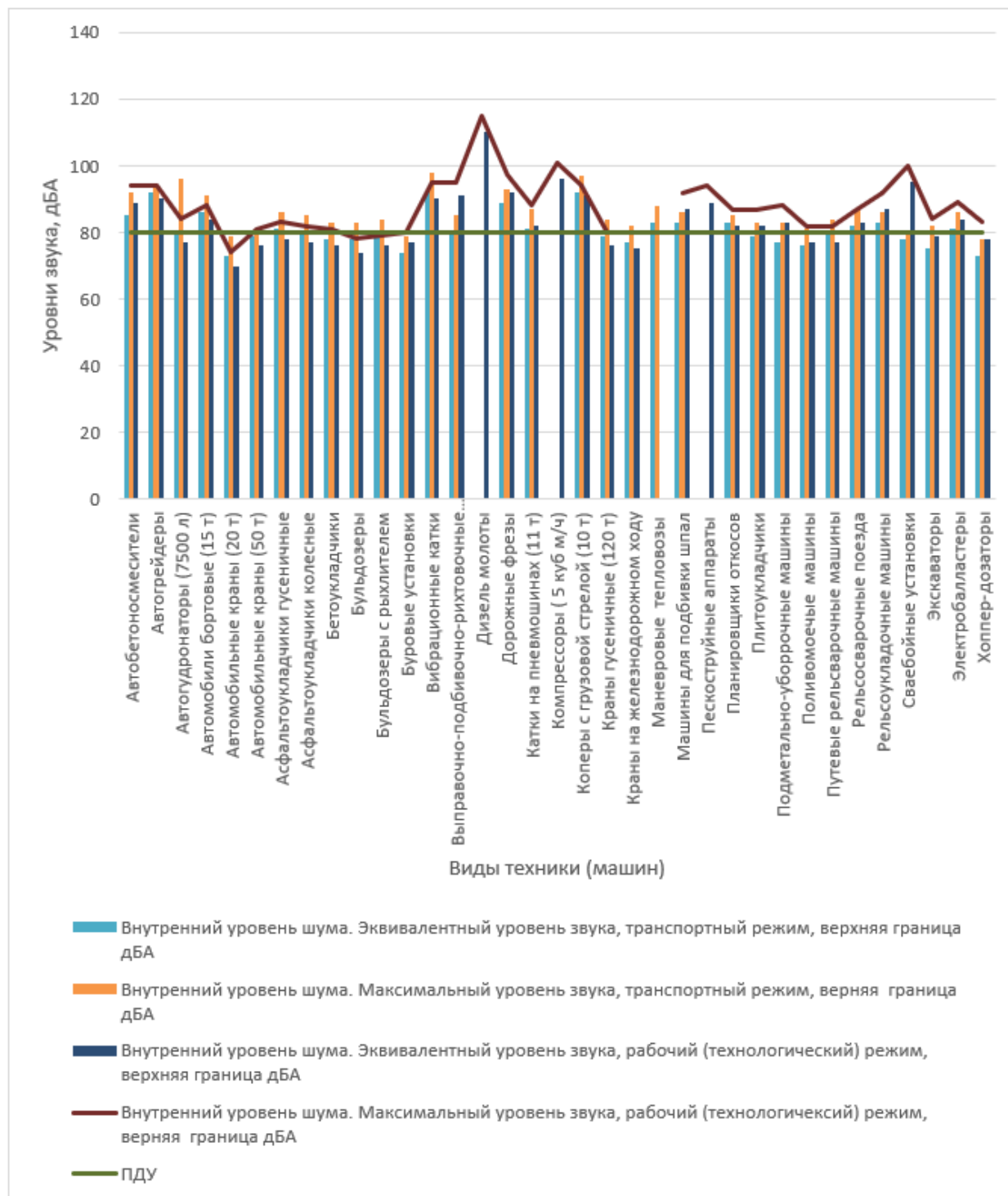


Рисунок 3 – Верхняя граница внутреннего шума ($L_{A_{ЭВ}}$ и $L_{A_{Мак}}$, дБА)

Превышения уровней вибрации на рабочих местах для транспортного и технологического режима соответственно составили:

- гусеничные асфальтоукладчики 1-2 / 1-4 дБ;
- вибрационные катки 2-3 / 4-7 дБ.

В технологическом режиме работы:

- бетоноукладчики (оси Y, Z) 1 дБ;
- дизель-молоты 4-7 дБ;
- компрессоры 1-2 дБ.

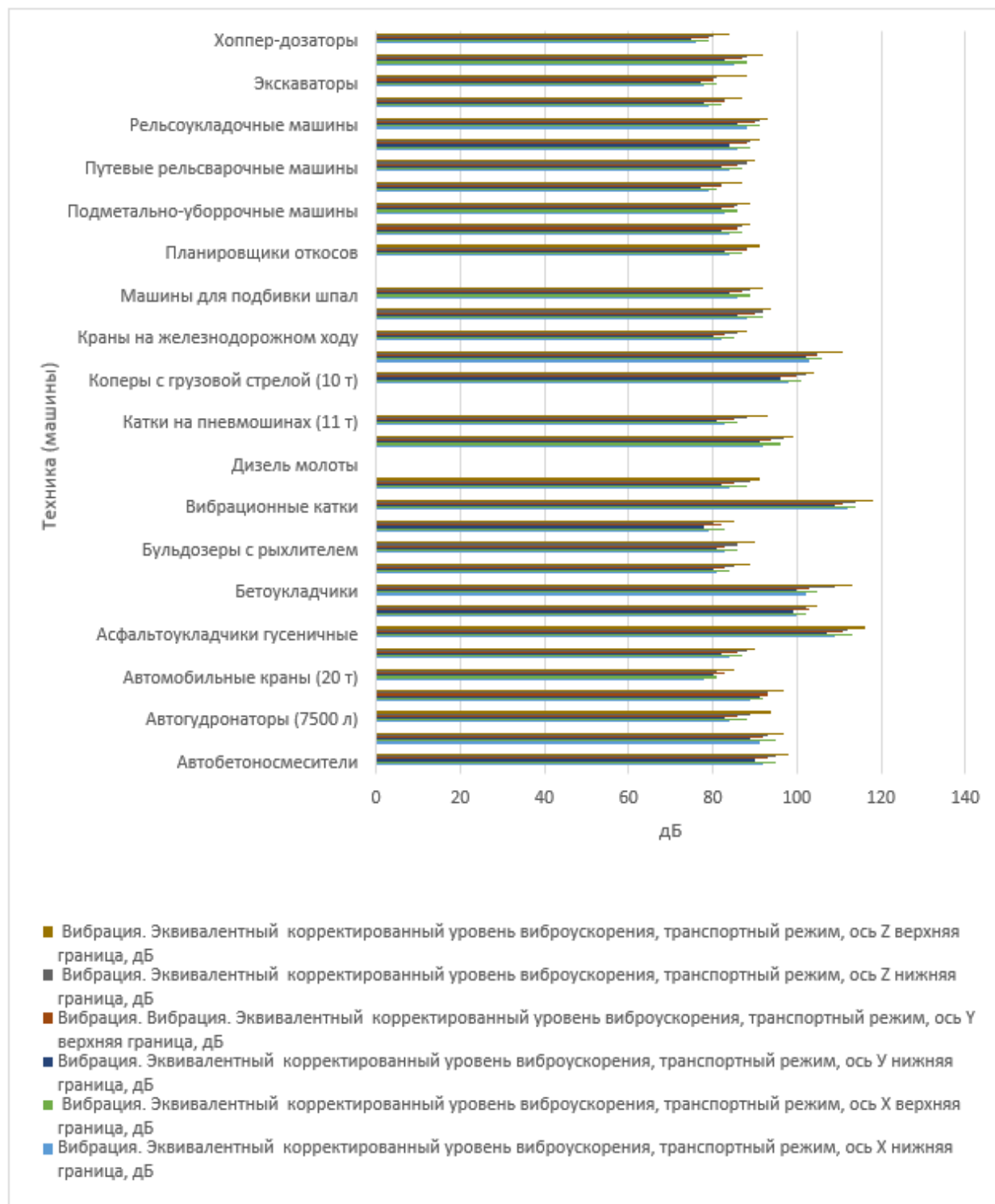


Рисунок 4 – Экспериментальная оценка уровня вибрации на рабочих местах техники, используемой при создании ТПК в транспортном режиме в рамках СОУТ

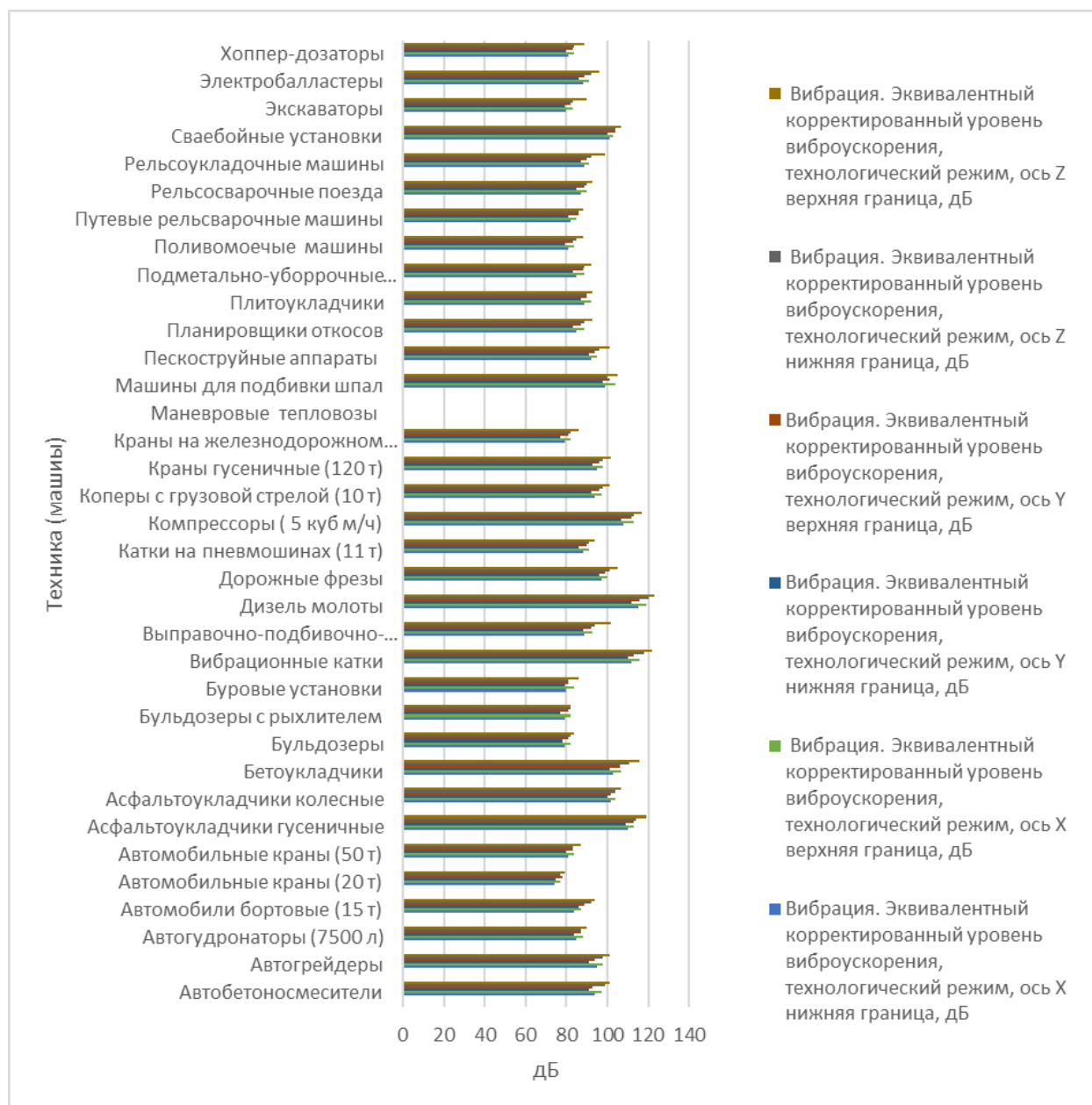


Рисунок 5 – Экспериментальная оценка уровня вибрации на рабочих местах техники, используемой при создании ТПК в технологическом режиме в рамках СОУТ

3 Обсуждение

По результатам ранее проведенного статистического исследования методом ранговой корреляции, были выявлены приоритетные ОВПФ: шум и вибрация. Выполненное исследование виброакустических факторов на рабочих местах операторов строительной, дорожной и железнодорожной техники, работающей в транспортном и технологическом режимах, проведенное для 35 видов техники, позволило выделить 6 групп машин с точки зрения их акустического воздействия на оператора:

- 1 класс. Умеренно шумные – 71-75 дБА;
- 2 класс. Допустимо шумные – 76-80 дБА;
- 3 класс. Шумные – 81-85 дБА;
- 4 класс. Повышенной шумности – 86-90 дБА;
- 5 класс. Высоко шумные – 91-95 дБА;

6 класс. Чрезвычайно высоко шумные – 96-105 дБА и более.

Разработанная классификация позволяет снизить затраты на проектирование, а также увеличить скорость и эффективность разработки корректирующих решений.

Оценка вибрации показала превышение действующих санитарно-гигиенических норм, так согласно СанПин 1.2.3685 [11] она имеет место для 5 видов техники (гусеничные асфальтоукладчики, вибрационные катки, бетоноукладчики и др.) или (14,28%) применяемых на строительной площадке.

Ранжирование рабочих мест операторов (машинистов) к классу (подклассу) условий труда составило:

- компрессоры – класс 3.1;
- дизель-молоты – класс 3.2;
- вибрационные катки – класс 3.2;
- бетоноукладчики – класс 3.1;
- гусеничные асфальтоукладчики – класс 3.1;

Заключение

Проведенное статистическое исследование методом ранговой корреляции при интервьюировании работников позволило достоверно выделить приоритетные ОВПФ на строительной площадке, наиболее значимыми факторами явились виброакустические.

Натурное исследование показало, что эквивалентный уровень звука превышает нормируемое значение на 6-30 дБА для 10-14 видов техники. Превышение ПДУ наблюдается как в транспортном, так и в технологическом режиме. При этом рабочие места операторов можно отнести по фактору шума к классу условий труда в диапазоне от 3.2 до 4 в зависимости от вида техники.

Превышения допустимых уровней вибрационного воздействия на рабочих местах машинистов достигают 1-7 дБ. Ранжирование рабочих мест операторов (машинистов) по фактору вибрации показало, что рабочие места должны быть отнесены к классам 3.1-3.2.

Снижение шума и вибраций до допустимых уровней может осуществляться использованием звукоизолирующих кабин, капотов и замкнутых экранов на рабочих органах машин; применением виброизоляции, вибродемпфирования и современных СИЗ.

Список использованных источников

1. Распоряжение ОАО «РЖД» от 22.09.2016 N 1945р «Об утверждении Единых требований к формированию транспортно-пересадочных узлов и транспортно-пересадочных комплексов на сети железных дорог ОАО «РЖД».

2. Донцов С.А., Зайцев К.А. Разработка методики экспериментальной оценки исследования условий труда работников, занятых в строительстве транспортно-пересадочных кластеров // В сборнике: Город XXI века. Мировые тренды и региональные особенности : материалы всерос. науч.-практ. конф. Орёл, 2025. С. 476-485.

3. Донцов С.А., Бурак В.Е., Чаплыгин В.С. Эксперт по оценке условий труда // Безопасность труда в промышленности. – 2022. – N 12. – С. 42-46. DOI: 10.24000/0409-2961-2022-12-42-46.

4. Донцов С.А. Создание методики количественной оценки профессиональных рисков работников при строительстве транспортно-пересадочных кластеров // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. – 2022. – Т. 11 N 2(58). – С. 103-109. DOI: 10.46548/21vek-2022-1158-0018.

5. Федеральный закон от 28.12.2013 N 426-ФЗ «О специальной оценке условий труда» (с изм. и доп., вступ. в силу с 01.09.2023).
6. Постановление Правительства Москвы от 6 сентября 2011 года N 413-ПП «О формировании транспортно-пересадочных узлов в городе Москве» (с изм. на 5 августа 2025 года).
7. Официальный сайт администрации Санкт-Петербурга <https://www.gov.spb.ru/> (дата обращения: 03.09.2025).
8. Трусова А.Ю. Анализ данных. Многомерные статистические методы : учеб. пособие / А. Ю. Трусова ; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Самар. нац. исслед. ун-т им. С.П. Королева (Самар. ун-т). - Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2023. ISBN = 978-5-7883-2029-8.
9. МИ Ш.ИНТ-02.01-2018 «Эквивалентный уровень звука. методика измерений эквивалентного уровня звука (параметров шума) для целей специальной оценки условий труда». Утв. 26 ноября 2018 года, приказ Генерального директора АО КИОУТ №009-ОД.
10. МИ ОВ.ИНТ-05.01-2018» Виброускорение. Методика измерений уровней виброускорения (параметров общей вибрации) для целей специальной оценки условий труда». Утв. 26 ноября 2018 года, приказ Генерального директора АО КИОУТ №009-ОД.
11. СанПиН 1.2.3685-21 Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания. Утв. постановлением Главного государственного санитарного врача РФ от 28.01.2021 №2 (ред. от 16.12.2024).

References

1. Order of JSC Russian Railways dated September 22, 2016 N 1945r "On approval of the Uniform requirements for the formation of transport interchange hubs and transport interchange complexes on the railway network of JSC Russian Railways".
2. Dontsov S.A., Zaitsev K.A. Development of a methodology for an experimental assessment of the study of working conditions of workers engaged in the construction of transport interchange clusters // In the collection: City of the XXI century. World trends and regional features: materials of the All-Russian scientific and practical conf. Orel, 2025. Pp. 476-485.
3. Dontsov S.A., Burak V.E., Chaplygin V.S. Expert in assessing working conditions // Occupational safety in industry. - 2022. - No. 12. - Pp. 42-46. DOI: 10.24000/0409-2961-2022-12-42-46.
4. Dontsov S.A. Creation of a methodology for quantitative assessment of professional risks of workers in the construction of transport clusters // XXI century: results of the past and problems of the present plus. - 2022. - Vol. 11, N 2(58). - P. 103-109. DOI: 10.46548/21vek-2022-1158-0018
5. Federal Law of 28.12.2013 N 426-FZ "On special assessment of working conditions" (as amended and supplemented, entered into force on 01.09.2023).
6. Resolution of the Government of Moscow of September 6, 2011 N 413-PP "On the formation of transport hubs in the city of Moscow" (as amended on August 5, 2025).
7. Official website of the administration of St. Petersburg <https://www.gov.spb.ru/> (date of access: 09/03/2025).
8. Trusova A. Yu. Data analysis. Multivariate statistical methods: textbook / A. Yu. Trusova; Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation, Samara National Research University named after S.P. Korolev (Samara University). - Samara: Publishing house of Samara University, 2023. ISBN = 978-5-7883-2029-8.

9. MI SH.INT-02.01-2018 "Equivalent sound level. Methodology for measuring the equivalent sound level (noise parameters) for the purposes of a special assessment of working conditions". Approved. November 26, 2018, order of the General Director of JSC KIOUT No. 009-OD.

10. MI OV.INT-05.01-2018" Vibration acceleration. Methodology for measuring vibration acceleration levels (general vibration parameters) for the purposes of a special assessment of working conditions". Approved. November 26, 2018, order of the General Director of JSC KIOUT No. 009-OD.

11. SanPiN 1.2.3685-21 Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans. Approved. by the Resolution of the Chief State Sanitary Doctor of the Russian Federation dated 01/28/2021 No. 2 (as amended on 12/16/2024).

УДК: 534.1, 629.78

OECD: 01.03.AA

Комплексный подход к проектированию радиоэлектронной аппаратуры летательных аппаратов в части виброустойчивости

Азов М.С.¹, Валитов Р.Р.^{2*}, Чикрин Д.Е.³

¹К.т.н, Зам. ген.директора по развитию гражданской продукции – Главный конструктор,

²Заместитель главного конструктора направления «Радиоэлектронная аппаратура»,

^{1,2}АО «Ульяновское конструкторское бюро приборостроения», г. Ульяновск, РФ,

³Д.т.н. Директор Института ИИ, робототехники и системной инженерии ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», г. Казань, РФ

Аннотация

С учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации воздушных судов (ВС) проектирование бортового радиоэлектронного оборудования невозможно без оценки вибрационных нагрузок на всех этапах проектирования. В целях существенной экономии времени на разработку, исключения необходимости большого количества натурных экспериментов, а также ошибок проектирования на ранних этапах разработки производится математический анализ и моделирование вибронегруженности аппаратуры в привязке к спектрам вибраций, заданным для конкретного ВС. При этом, современные средства автоматизации позволяют проводить такой анализ непосредственно при 3D-моделировании конструктива аппаратуры. Вместе с тем, подтверждение результатов моделирования также критически необходимо. Таким образом при проектировании применяется комплексный подход, содержащий в себе как математический анализ и моделирование, так и натурные эксперименты и испытания.

Ключевые слова: авионика, виброустойчивость, моделирование нагрузок, деформации, проектирование оборудования

Vibration-resistant avionics design comprehensive approach

Azov M.S.¹, Valitov R.R.^{2*}, Chikrin D.E.³

¹Ph.D., Deputy General Director for Civil Product Development – Chief Designer,

²Deputy Chief Designer of the 'Avionics Hardware' Division,

^{1,2}JSC 'Ulyanovsk Instrument Design Bureau', Ulyanovsk, Russia,

³D.Sc., Director of the Institute of AI, Robotics, and Systems Engineering, Kazan (Volga Region) Federal University, Kazan, Russia

Abstract

Given the structural features and operational conditions of aircraft, avionics design requires thorough evaluation and modeling of vibrational loads. To significantly reduce development time, minimize the need for extensive physical testing, and avoid design errors at early stages, mathematical analysis and vibration load modeling are performed based on vibration spectra specified for a particular aircraft. Modern software can visualize the results of vibration-load simulations during 3D modeling of equipment components. Therefore, the adoption of such software is highly recommended in today's environment. However, experimental validation of

*E-mail: r.valitov@ukbp.ru (Валитов Р.Р.)

modeling results remains critical. Thus, a comprehensive approach is applied, integrating both mathematical analysis/modeling and physical testing.

Keywords: avionics, vibration resistance, load modeling, deformations, equipment design

Введение

В процессе эксплуатации авионики подвергается воздействию широкого диапазона вибраций, определяемых конструктивными и динамическими особенностями летательных аппаратов (ЛА). При этом, каждый ЛА характеризуется своим, уникальным спектром вибрационных нагрузок в разных точках своей конструкции. На сегодняшний день действующая нормативно-техническая документация (НТД) определяет основные спектры вибраций, к которым должна быть устойчива авиационная аппаратура (КТ-160G), однако детальные требования в части четкого ограничения спектра вибраций как правило определяются разработчиком для каждого конкретного воздушного судна. Кроме того, с учетом существенного развития отрасли беспилотных авиационных систем (БАС) мультироторного типа (квадрокоптеры, октокоптеры и т.п.), определяется и новый класс спектров вибронагрузок на аппаратуру, характерный для таких ЛА.

1 Типовые спектры вибрационных нагрузок

Для самолетов характерны спектры вибраций с выраженными гармониками, связанными с частотой вращения двигателей и с аэродинамическими колебаниями конструкции. Вертолеты же характеризуются наличием низкочастотных составляющих, связанных с вращением несущего винта и высокочастотных гармоник, обусловленных работой трансмиссии и взаимодействием лопастей. Спектр вибраций для вертолетов обычно шире, а амплитуды колебаний на низких частотах могут превышать значения для самолетов, что требует особого внимания при проектировании виброзащиты аппаратуры [1]-[2].

Важно отметить, что непосредственное влияние на спектр и амплитуду вибраций в различных точках конструкции летательного аппарата оказывают режимы работы авиадвигателей. На взлётно-посадочных режимах отмечаются резкие изменения частотных характеристик, связанные с набором оборотов и изменением нагрузки на двигатель. Крейсерский режим характеризуется относительно устойчивым спектром, однако при переходе на форсаж или снижении возможны появление дополнительных пиков в спектре вибраций.

Аэродинамические возмущения, возникающие при маневрировании, порывистом ветре, турбулентности и несимметричной подвеске внешних грузов, также приводят к изменению вибрационной картины. Особенно значимы эти факторы для вертолетов, где изменение режима работы несущего винта или взаимодействие с потоками воздуха существенно влияет на общий спектр колебаний корпуса и приборных отсеков [3].

Базовые требования к виброустойчивости оборудования на гражданских самолетах и вертолетах определены в разделе 8 в КТ-160G [4] (таблица 1).

Кроме общей классификации [4] разделяет спектры вибраций и жесткость нагрузок по зонам ВС, в которых располагается оборудование.

Стандартные и жесткие уровни вибраций, классифицируются в [4] по диапазонам частот и уровням воздействий. Классификация приведена в таблицах 2 и 3.

Таблица 1 – Классификация категорий вибронагруженности КТ-160G в зависимости от типа воздушного судна (ВС)

Категория	Тип ВС	Стандартная вибрация	Кратковременная вибрация высокого уровня	Жесткая вибрация
S	Самолет с неподвижным крылом	Синусоидальная или случайная вибрация, 1 час на ось.	Неприменимо	Неприменимо
H или Z	Самолет с неподвижным крылом	Неприменимо	Прокачка синусоидальной высокоуровневой вибрацией по каждой оси	Неприменимо
R	Самолет с неподвижным крылом	Неприменимо	Неприменимо	Синусоидальная вибрация по 3 часа на ось, с возбуждением резонанса не менее 30 мин (максимум 4 резонанса) или случайная вибрация на уровне для определения рабочих характеристик оборудования (стандартная) (минимум 10 мин) и вибрация повышенного уровня (жесткая) 3 часа (повторить по всем 3 осям)
R или U	Вертолет	Неприменимо	Неприменимо	Синусоидальная вибрация совмещенная со случайной; 2 часа на повышенных уровнях (жесткая) плюс периоды возбуждения резонанса (максимум 4 частоты, общее время максимум 3 часа) и вибрация на уровне для определения рабочих характеристик оборудования (стандартная) (минимум 10 мин) в начале и в конце периода испытаний (повторить по всем 3 осям). Повторяется 3 раза.
U2	Вертолет	Неприменимо	Неприменимо	Случайная вибрация: - на уровне для определения рабочих характеристик оборудования в начале и в конце периода (стандартная, минимум 10 мин) - на повышенном уровне (жесткая) 3 часа. Все повторить по всем 3 осям.

Таблица 2 – Требования стандартной вибрации по КТ-160G

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ УРОВНИ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ НА ВИБРАЦИЮ ВЕРТОЛЁТОВ (СТАНДАРТНАЯ ВИБРАЦИЯ)				
Диапазон испытательных частот, Гц ⁽¹⁾	Уровни испытаний на синусоидальную вибрация A_n (g-PK) ⁽²⁾			
	G	H	I	J
$3 < f_n < 10$	$0,04 \times f_n$	$0,05 \times f_n$	$0,08 \times f_n$	$0,17 \times f_n$
$10 < f_n < 20$	$0,04 \times f_n$	$0,05 \times f_n$	$0,08 \times f_n$	4,2
$20 < f_n < 40$	$0,04 \times f_n$	$0,05 \times f_n$	$0,08 \times f_n$	4,2
$40 < f_n < 200$	1,6	2,5	$0,08 \times f_n$	4,2
$200 < f_n < 2000$			16,7	
СПМУ	Уровень кривой случайной вибрации (g^2 /Гц (Grms))			
W_0	0,01 (2,75)	0,01 (2,75)	0,01 (2,75)	0,01 (2,75)

Таблица 3 – Требования жесткой вибрации по КТ-160G

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ УРОВНИ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ НА ВИБРАЦИЮ ВЕРТОЛЁТОВ (ЖЕСТКАЯ ВИБРАЦИЯ)				
Диапазон испытательных частот, Гц ⁽¹⁾	Уровни испытаний на синусоидальную вибрация A_n (g-РК) ⁽²⁾			
	G	H	I	J
$3 < f_n < 10$	$0,05 \times f_n$	$0,07 \times f_n$	$0,1 \times f_n$	$0,2 \times f_n$
$10 < f_n < 20$	$(0,2 \times f_n) - 1,5$	$(0,28 \times f_n) - 2,1$	$(0,3 \times f_n) - 2$	$(0,3 \times f_n) - 1$
$20 < f_n < 40$	2,5	3,5	4,00	5,00
$40 < f_n < 200$	2,5	3,5	$(0,1 \times f_n)$	5,00
$200 < f_n < 2000$			20,0	
СПМУ	Уровень кривой случайной вибрации ($g^2/\text{Гц}$ (Grms))			
W_0	0,02 (3,89)	0,02 (3,89)	0,02 (3,89)	0,02 (3,89)

Примечания:

1) Четыре частоты синусоидальной вибрации f_1 , f_2 , f_3 и f_4 для каждой зоны.

2) Для оборудования, расположенного снаружи на корпусе и подверженного воздействию внешнего воздушного потока, уровни синусоидальной вибрации должны возрасти в 1,5 раза.

Как правило, требований, описанных в [4] бывает недостаточно, и разработчик ВС приводит в технических заданиях на оборудование уточненные характеристики вибраций, применительно к конкретному ВС (таблицы 4 и 5).

Таблица 4 – Пример требований по широкополосной случайной вибрации (ШСВ)

Направление воздействия	Широкополосная случайная вибрация (ШСВ)		
	Значения частот, Гц	Спектральная плотность ускорения, $g^2/\text{Гц}$	Суммарное СКЗ, g
X, Y, Z	10	0,024	5,85
	30	0,024	
	40	0,024	
	51,7	0,040	
	500	0,040	
	2000	0,0026	

Таблица 5 – Пример параметров синусоидальной вибрации

Частота f_i , Гц	Амплитуда виброперегрузки A_i , $\text{м}/\text{с}^2$
16	6,272 $\text{м}/\text{с}^2$ (0,64 g) – виброустойчивость
	15, 68 $\text{м}/\text{с}^2$ (1,6 g) – вибропрочность
32	16,66 $\text{м}/\text{с}^2$ (1,7 g) – виброустойчивость
	24,5 $\text{м}/\text{с}^2$ (2,5 g) – вибропрочность

Примечание Синусоидальные частоты должны изменяться с логарифмической скоростью качания 1 окт/мин в диапазоне от $0,8 \cdot f_i$ до $1,2 \cdot f_i$.

2 Математическое моделирование на этапе проектирования оборудования

Для определения собственных частот и форм (мод) собственных колебаний применяется **модальный анализ**. Этот тип анализа является первым шагом для проведения других видов динамического анализа, например, анализ переходных процессов, гармонический и спектральный анализ. Модальный анализ предполагает, что рассматриваемая система является линейной. Все виды нелинейности – нелинейное поведение материала, контактные граничные условия, конечные перемещения – на данном этапе в модели игнорируются. Предполагается, что значения всех внешних силы и демпфирования равны нулю.

Следующим шагом проводится **гармонический анализ**, который служит для определения вынужденных колебаний конструкции под действием периодической нагрузки, изменяющейся во времени по гармоническому (синусоидальному) закону. Учет контактного взаимодействия позволяет строить модель взаимодействия тел в процессе деформирования и более точно определять компоненты напряженно-деформированного состояния.

Приведенные методы анализа на ранних этапах проектирования совмещаются с 3D-моделированием конструкции аппаратуры. С учетом возможностей современных средств автоматизации проектирования, различные виды анализов визуализируются непосредственно на графической модели.

3D-модели компонентов изделий разрабатываются с использованием САД-системы Solid Edge ST5. Solid Edge - система твердотельного и поверхностного моделирования от компании Siemens PLM Software.

Система Solid Edge используется для моделирования деталей и сборок, разработки чертежей, управления конструкторскими данными, а также имеет встроенные средства конечноэлементного анализа (МКЭ).

Расчет влияния механического воздействия на конструкцию проводится с помощью модулей программного пакета Ansys.

Метод конечных элементов (МКЭ) — это численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики [4]. Метод активно используется для решения задач механики деформируемого твёрдого тела, теплообмена, гидро-, газо- и электродинамики. К основным преимуществам МКЭ относится доступность и простота его понимания, возможность применения метода для задач с произвольной формой области решения, возможность создания на основе метода высококачественных расчетных программ для ЭВМ.

Для обеспечения автоматических расчетов механических воздействий в модель закладываются свойства материалов, из которых изготавливается конструкция (таблица 6).

Так как модели модулей не детализованы, то их материалы можно считать неоднородными. Средняя плотность неоднородных материалов модулей находилась исходя из известных данных о фактической массе модулей и объеме их моделей по формуле:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1)$$

где ρ – средняя плотность материала, m – масса модулей фактическая, V – объем моделей модулей. Масса, объем модулей и средняя плотность их материалов представлены в таблице 7.

Таблица 6 – Физические свойства некоторых материалов

Материал	Плотность ρ , кг/м ³	Модуль нормальной упругости E , ГПа	Предел прочности σ_B , МПа
АМг6.М	2640	70	365
Ф-4	2100	0,4	34
12Х18Н10	7800	198	530
Полиамид ПА6	1130	0,0015	80
ДПРНМ	8500	116	600
Д16	2780	69	460
Бронза	8470	115	600
Стеклотекстолит	1190	21	350

Таблица 7 – Масса, объем и средняя плотность материалов модулей

Модуль	Масса, г.	Объем модели, мм ³	Плотность, кг/м ³
МЗФ-3	150	59921	2503,30
МК-2	145	106740	1358,44
МК-1	128	153010	836,55
МПР-1	48	100100	479,52
МП-2	90	100140	898,74
МП-1	178	162040	1098,49
МЗФ-1	34	41993	809,66
МЗФ-2	50	20787	2405,35

В модальном анализе значения всех внешних сил и демпфирования равны нулю, поэтому в качестве граничных условий задается только закрепление (фиксация) конструкции [5]-[7].

Дальнейшие описания приводятся на примере одного из вычислительных блоков разработки АО «УКБП».

Блок в модели фиксируется на горизонтальных поверхностях уголков крепления блока и на цилиндрических поверхностях отверстий для болтов этих уголков. Перемещение этих поверхностей равно нулю. Пример моделирования закрепления блока представлен на рисунке 1.

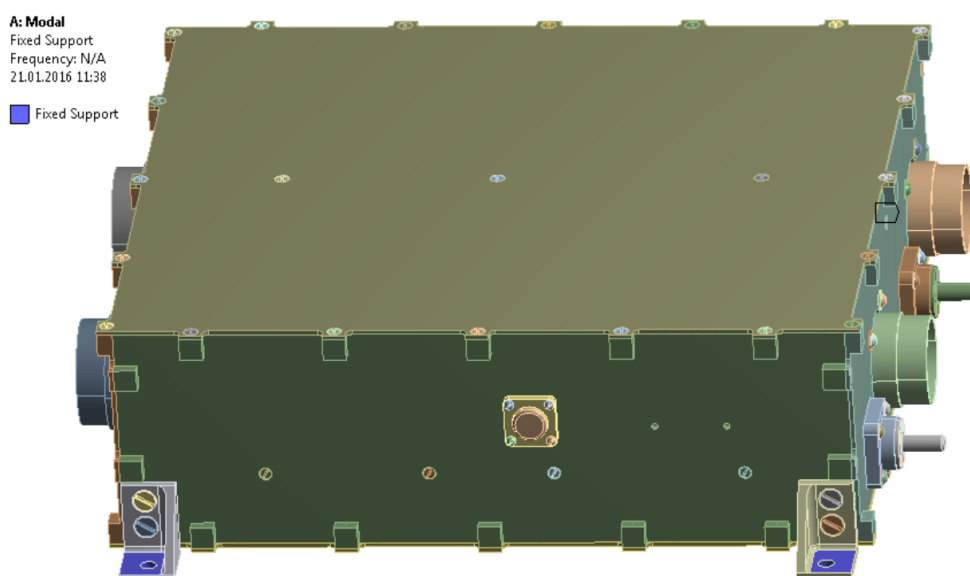


Рисунок 1 – Моделирование закрепления блока на уголках

В результате модального анализа двух вариантов внутренней конструкции (вариант 1 – способ крепления внутренних модулей направляющими, вариант 2 – способ крепления внутренних модулей рамками), были получены по 100 мод, максимальная частота блока варианта с направляющими – 767,02 Гц, максимальная частота блока варианта с рамками – 316,75. Значения собственных частот блока с направляющими представлены в таблицах 8 и 9.

Таблица 8 – Значения собственных частот блока в первом варианте конструкции

Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц
1	74,852	26	367,94	51	489,99	76	641,66
2	75,324	27	370,34	52	490,64	77	648,52
3	115,27	28	376,73	53	492,33	78	652,28
4	115,55	29	377,63	54	504,95	79	653,02
5	180,06	30	385,19	55	506,21	80	662,79
6	182,49	31	396,06	56	508,5	81	665,86
7	187,81	32	397,91	57	509,14	82	678,21
8	188,49	33	401,6	58	535,43	83	681,37
9	207,77	34	407,65	59	537,72	84	686,83
10	208,29	35	410,93	60	538,48	85	704,73
11	209,25	36	415,6	61	540,99	86	708,67
12	210,53	37	418,59	62	541,41	87	709,86
13	253,39	38	420,57	63	553,32	88	710,97
14	254,63	39	423,1	64	554,75	89	713,82
15	285,84	40	428,38	65	570,64	90	719,99
16	286,75	41	430,76	66	570,89	91	729,52
17	306,14	42	434,23	67	572,46	92	729,62
18	306,55	43	442,16	68	577,45	93	732,12
19	325,91	44	447,77	69	588,39	94	737,82
20	326,69	45	452,35	70	588,94	95	748,96
21	351,56	46	459,83	71	599,84	96	758,09
22	352,26	47	460,41	72	604,96	97	758,4
23	352,54	48	481,2	73	614,43	98	762,21
24	353,32	49	482,02	74	616,67	99	763,39
25	367,75	50	482,79	75	630,91	100	767,02

Таблица 9 – Значения собственных частот блока во втором варианте конструкции

Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц
1	10,858	26	94,352	51	176,14	76	241,54
2	10,869	27	97,346	52	178,1	77	243,09
3	26,977	28	97,555	53	178,2	78	245,73
4	28,606	29	97,703	54	180,08	79	250,99
5	30,076	30	103,83	55	180,14	80	251,76
6	31,701	31	113,74	56	181,98	81	253,96
7	39,649	32	114,12	57	182,13	82	253,99
8	43,055	33	114,34	58	186,5	83	256,37
9	44,684	34	114,36	59	190,13	84	257,61
10	46,922	35	115,67	60	191,49	85	258,84
11	52,922	36	117,69	61	192,07	86	259,84
12	55,161	37	117,88	62	193,31	87	261,91
13	55,222	38	125	63	198,43	88	267,21
14	55,233	39	126,31	64	198,77	89	268,49

Продолжение таблицы 9

Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц
15	58,401	40	126,83	65	199,15	90	274,6
16	59,927	41	129,53	66	205,3	91	281,93
17	65,221	42	143,57	67	205,84	92	285,86
18	69,645	43	145,3	68	205,92	93	290,19
19	70,226	44	146,31	69	211,25	94	290,32
20	75,097	45	146,63	70	211,3	95	290,98
21	75,194	46	147,09	71	217,57	96	294,52
22	79,266	47	153,56	72	233,37	97	295,67
23	87,133	48	156,1	73	235,1	98	302,66
24	87,631	49	156,34	74	236,14	99	305,71
25	90,346	50	161,51	75	236,71	100	316,75

Исследовалось три случая: воздействие случайной широкополосной вибрацией по оси X, Y, Z.

В описываемом примере максимальная деформация, направленная по оси X, при воздействии СШВ по оси X, составила 1,67 мм для блока с направляющими и 3,54 мм для блока с рамками (рисунок 2). При этом в случае блока с рамками выявлена максимальная деформация в одном конкретном модуле блока.

Максимальная деформация, направленная по оси Y, при воздействии СШВ по оси X, составила 0,064 мм для блока с направляющими и 3,33 мм для блока с рамками (рисунок 3).

Максимальная деформация, направленная по оси Z, при воздействии СШВ по оси X, составила 0,108 мм для блока с направляющими и 3,326 мм для блока с рамками (рисунок 4).

Для электронного модуля, который по результатам моделирования был признан проблемным, максимальная деформация, направленная по оси X, при воздействии СШВ по оси X, составила 0,121 мм в варианте блока с направляющими. Деформация этого же модуля для блока с рамками в 29 раз больше, и равна 3,541 мм. Распределение деформаций представлено на рисунке 5.

По результатам моделирования в описываемом примере был сделан выбор конструктивного решения в части проблемного модуля с учетом остальных требований к аппаратуре блока.

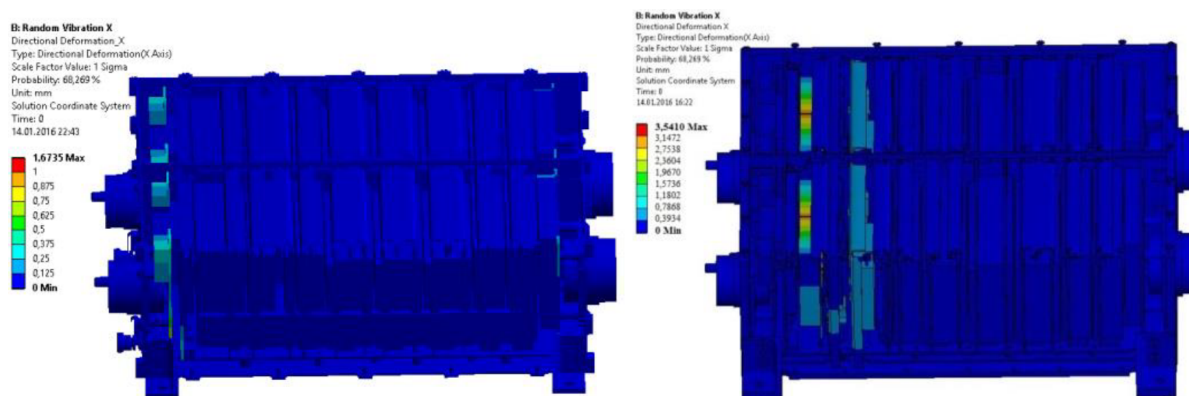


Рисунок 2 – Распределение деформаций, направленных по оси X при воздействии СШВ по оси X (вариант с направляющими – слева, вариант с рамками – справа)

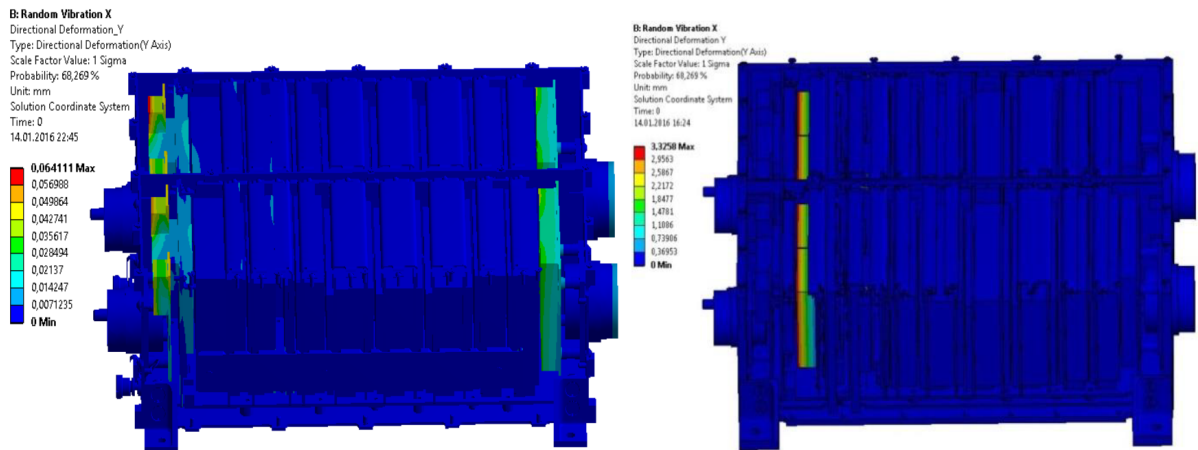


Рисунок 3 – Распределение деформаций, направленных по оси Y при воздействии СШВ по оси X (вариант с направляющими – слева, вариант с рамками – справа)

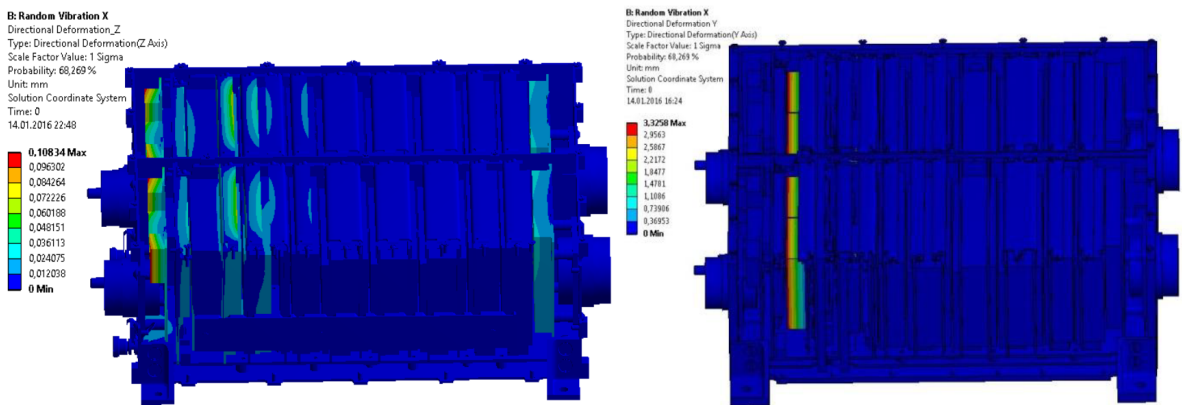


Рисунок 4 – Распределение деформаций, направленных по оси Z при воздействии СШВ по оси X (вариант с направляющими – слева, вариант с рамками – справа)

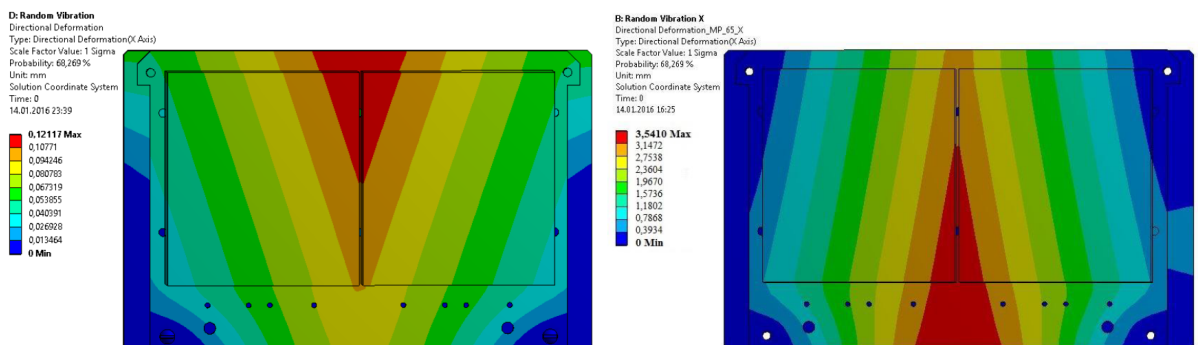


Рисунок 5 – Распределение деформаций, направленных по оси X при воздействии СШВ по оси X в проблемном модуле (вариант с направляющими – слева, вариант с рамками – справа)

3 Натурные испытания

Неполная сходимость моделей не исключает необходимости подвергать опытные образцы изделий натурным испытаниям на вибростендах [8]-[11]. Изготовленные опытные образцы изделий, а также отдельные узлы и детали подвергаются испытаниям

на виброустойчивость на вибростендах ф. TIRA.

Устройство вибрационной испытательной системы представлено на рисунке 6.

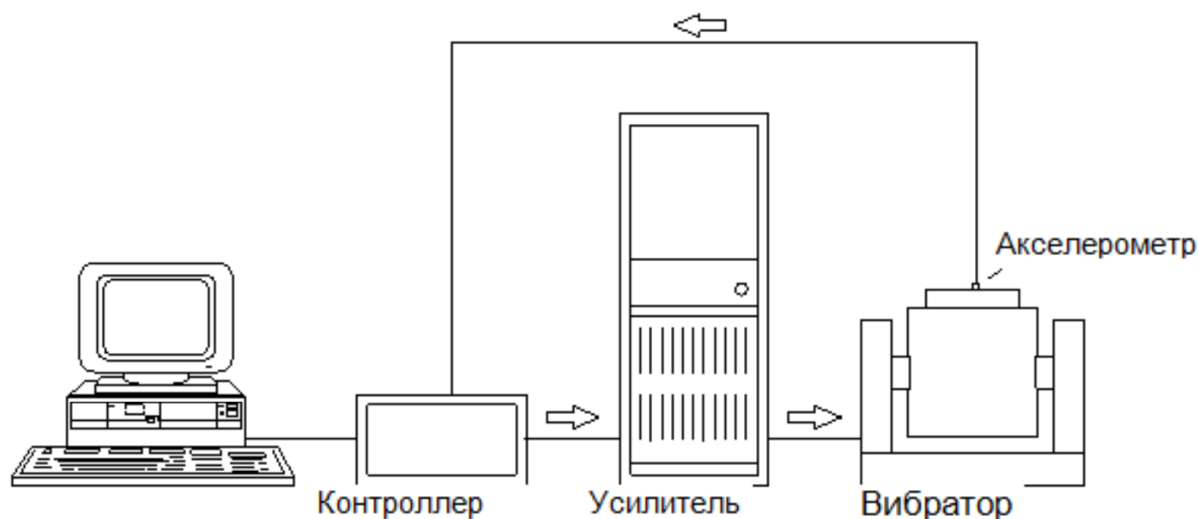


Рисунок 6 – Устройство вибрационной испытательной системы

Вибрационная система, как и любое другое испытательное оборудование, имеет свои предельные эксплуатационные параметры, основное из которых - максимальное перемещение стола. В процессе работ контролируется соответствие режима испытаний продукции, так как существует возможность того, что объект будет недогружен или перегружен.

Испытываемый объект крепится к столу вибратора при помощи специально спроектированной оснастки. Оснастка должна передавать вибрацию от стола к объекту испытаний без искажений, неблагоприятно влияющих на результаты испытаний.

Функция усилителя – передать требуемую мощность к подвижной катушке вибратора в виде тока и напряжения. Чем больше необходимая скорость движения арматуры, тем больше требуется напряжение. Чем больше необходимая сила или ускорение, тем больше требуется ток.

Назначение контроллера вибрации – контроль соответствия сигнала, получаемого на выходе акселерометра, сигналу, запрограммированному в контроллере.

Основные методики включают определение частотных и амплитудных характеристик при воздействии синусоидальных и случайных вибраций в диапазоне, соответствующих техническому заданию на изделие и общим требованиям действующей НТД. В силу неполной сходимости моделей практически всегда по результатам испытаний выявляются наиболее уязвимые узлы конструкций и производятся корректировки документации в части дополнительных мер виброзащиты (внедрение демпфирующих прокладок, изменение схем крепления или применение новых материалов, изменение требований к амортизирующим узлам и т.п.)

Заключение

Результаты опытно-конструкторских работ, а также практический опыт эксплуатации приборов АО «УКБП» на самолетах и вертолетах сегодня подтверждает эффективность комплексного подхода к проектированию виброустойчивой аппаратуры. Выявление проблем конструкции на ранних стадиях разработки позволяет исключать ошибки проектирования до физического изготовления опытных образцов, что позволяет

существенно экономить ресурсы компании в процессе работ. Также эффективность подобного подхода подтверждается статистикой, собираемой в процессе послепродажного обслуживания изделий.

Список использованных источников

1. Попов И.А., Сергеев А.В. Особенности вибрационных нагрузок на радиоэлектронную аппаратуру авиационной техники // Вестник МАИ. - 2020. - N 4. - С. 85–93.
2. Дёмин В.Н., Кривцов А.М. Вибрационные испытания авиационной техники. М.: Машиностроение, 2018. - 256 с.
3. Tseng, W.S., Lin, J.H., Hsiao, F.B. Helicopter vibration environment and its effects on avionics reliability // Aerospace Science and Technology. - 2017. - Vol. 68. - P. 498–506.
4. Квалификационные требования КТ-160G.
5. Панов А.А., Сеницын К.Н. Методы виброизоляции радиоэлектронных систем в авиационной технике // Известия Самарского научного центра РАН. - 2021. - Т. 23, N 2. - С. 112–120.
6. Harris, C.M., Piersol, A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 6th ed. McGraw-Hill, 2010. - 1488 p.
7. Гущин А.А., Романов Е.В. Математическое моделирование вибрационных процессов в авиационных конструкциях // Прикладная механика и техническая физика. - 2022. - Т. 63, N 1. - С. 144–152.
8. Кузнецов П.И., Ермаков В.В. Применение метода конечных элементов для оценки виброустойчивости радиоэлектронной аппаратуры // Электронная техника. Серия 1. - 2021. - N 5. - С. 44–52.
9. Lee H., Kim Y., Kim J. Digital Twin-Based Vibration Analysis for Aircraft Avionics // Sensors, 2022. - N 22(7): 2701.
10. Костин С.В., Левченко Ю.Г. Практические аспекты вибрационных испытаний блоков авиационной аппаратуры // Вестник авиации и космонавтики. - 2019. - N 2. - С. 31–38.
11. Zhao Y., Shi Y., Liu L. Experimental Study on Vibration Response and Reliability of Avionics Equipment // IEEE Access. - 2020. - Vol. 8. - P. 22697–22706.

References

1. Popov I. A., Sergeev A. V. Features of vibrational loads on avionics equipment of aircraft // Moscow Aviation Institute Bulletin, - 2020. - N 4. - P. 85–93.
2. Dyomin V. N., Krivtsov A. M. Vibration testing of aircraft equipment. "Russian Engineering Research", 2018, - P. 256.
3. Tseng W.S., Lin J.H., Hsiao F.B. Helicopter vibration environment and its effects on avionics reliability // Aerospace Science and Technology. - 2017. - Vol. 68. - P. 498–506.
4. RTCA/DO-160G. Environmental Conditions and Test Procedures for Airborne Equipment.
5. Kuznetsov P. I., Ermakov V.V. Application of the finite element method for assessing vibration resistance of avionics // Electronic Engineering. Series - 2021. - N 5. - P. 44–52.
6. Panov A. A., Sinitsyn K. N. Methods of vibration isolation for avionics systems in aircraft. // Izvestiya of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. - 2021. - Vol. 23, N 2. - P. 112–120.

-
7. Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 6th ed. McGraw-Hill, 2010. - 1488 p.
 8. Gushchin A. A., Romanov E. V. Mathematical modeling of vibrational processes in aircraft structures // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. - 2022. - Vol. 63, N 1. - C. 144–152.
 9. Lee H., Kim Y., Kim J. Digital Twin-Based Vibration Analysis for Aircraft Avionics // Sensors, 2022. – N 22(7): 2701.
 10. Kostin S. V., Levchenko Yu. G. (2019). Practical aspects of vibration testing for aircraft avionics units // Herald of Aviation and Cosmonautics. - 2019. – N 2. - P. 31–38.
 11. Zhao Y., Shi Y., Liu L. Experimental Study on Vibration Response and Reliability of Avionics Equipment // IEEE Access. - 2020. - Vol. 8. - P. 22697–22706.

УДК: 534

OECD: 01.03. AA

Исследование акустических свойств помещений промышленных предприятий

Кондратьев С.А.^{1*}, Тюрина Н.В.², Фиев К.П.³¹Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,²Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»,³К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»^{1,2,3}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье приведены результаты исследований акустических свойств помещений цехов и производственных участков на предприятиях полиграфической и печатной промышленности. В качестве акустических характеристик анализировались измеряемые значения времени реверберации и вычисленные значения среднего коэффициента звукопоглощения и значения граничного радиуса (или радиуса реверберации) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. Выполнены измерения в 22 помещениях на трёх фабриках в городах Санкт-Петербурге, Москве и Перми. Показано, что все без исключения изученные помещения обладают высокой степенью реверберации, а средний коэффициент звукопоглощения в помещениях во всём частотном диапазоне находятся в пределах 0,15 – 0,2, что существенно снижает эффективность применения шумозащиты (например, акустических экранов). На основании полученных данных об акустических свойствах и, в частности, о средних коэффициентах звукопоглощения реальных производственных помещений, разработана классификация помещений.

Ключевые слова: промышленное предприятие, помещение, время реверберации, средний коэффициент звукопоглощения, граничный радиус, классификация

Study of acoustical properties of the industrial enterprises rooms

Kondratev S.A.^{1*}, Tyurina N.V.², Fiev K.P.³¹ Senior Lecturer of the Department of Ecology and Industrial Safety,² D.Sc., Professor, Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety,³ Ph.D., Associate Professor of the Department of Ecology and Industrial Safety^{1,2,3} Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

The article presents the results of studies of acoustic properties of premises of workshops and production sites at enterprises of the printing and printing industry. Acoustical characteristics of industrial rooms, including measured values of reverberation time and calculated values of the average sound absorption coefficient and the values of the boundary reverberation radius in octave bands with the geometric mean frequencies of 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 and 8000 Hz were analyzed. Measurements were performed in 22 rooms at three factories in St. Petersburg, Moscow and Perm. It is shown that all studied rooms have rather high degree of

*E-mail: kondratev_sa@voenmeh.ru (Кондратьев С.А.)

reverberation. It is obtained that average sound absorption coefficient of the studied rooms is about 0.15 - 0.2 in the considered frequency range, what significantly reduces noise measures effect (for instance, noise barriers insertion loss). Industrial room classification is derived based on acoustical properties of rooms including average sound absorption coefficients.

Keywords: industrial enterprise, room, reverberation time, average sound absorption coefficient, boundary reverberation radius, classification of premises

Введение

Вопрос изучения акустических свойств возник в связи с использованием в помещениях на производственных предприятиях акустических экранов в качестве эффективного и дешёвого средства защиты от шума на рабочих местах и в рабочих зонах [1], [2]. Некоторые опыты показали, что при высокой степени реверберации и низких значениях коэффициента звукопоглощения в пределах 0,1–0,2 эффективность установленных акустических экранов (АЭ) не превышает нескольких децибел, что в несколько раз ниже, чем по данным расчётов, выполненных согласно действующей нормативно-технической документации и методических подходов [3], [4]. Для решения вопроса об эффективном применении АЭ на производственных помещениях был проанализирован и изучен вопрос акустических свойств помещений на производственных предприятиях.

1 Измерение, расчёт и анализ акустических свойств производственных помещений

1.1 Общие сведения

Любое помещение обладает набором собственных частот колебаний. При выключении источника звука некоторое время происходят затухающие колебания звука на собственных частотах. На этом эффекте основано определение времени реверберации. Время реверберации - это измеряемый показатель акустического качества помещения. Чем больше время реверберации, тем более гулкое помещения. Снижение времени реверберации в помещении, а значит улучшение его акустических качеств с точки зрения шумозащиты, достигается размещением в помещении звукопоглощающих конструкций или предметов.

Для полной оценки акустических свойств помещения одного времени реверберации недостаточно. Так, например, значение граничного радиуса – величины, показывающей на каком расстоянии от источника шума вклад прямого и отраженного звука приблизительно одинаков, возможно определить, зная или время реверберации (T , с), или эквивалентную площадь звукопоглощения (A , м²), или акустическую постоянную помещения (B , м²). Время реверберации является исходной величиной для определения не только акустической постоянной помещения и эквивалентной площади звукопоглощения, но и для определения очень важной и практически реализуемой характеристики – среднего коэффициента звукопоглощения помещения ($\bar{\alpha}$), который, как и все вышеперечисленные параметры, имеет частотно-зависимый характер.

Значение среднего коэффициента звукопоглощения и акустической постоянной помещения определяются по следующим формулам [2]:

$$\bar{\alpha}_{\text{пом}} = \frac{0,16V_{\text{пом}}}{S_{\text{пом}}T_{\text{пом}}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{пом}}$ – объем помещения, м^3 ; $S_{\text{пом}}$ – площадь отражающих (поглощающих) поверхностей помещения, м^2 ; $T_{\text{пом}}$ – измеренные значения времени реверберации, с.

$$B_{\text{пом}} = \frac{A_{\text{пом}}}{(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом}})}, \quad (2)$$

где $A_{\text{пом}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения помещения, м^2 .

Граничный радиус вычисляется по следующей формуле:

$$r_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{A_{\text{пом}}}{16\pi}} = 0,057 \sqrt{\frac{V_{\text{пом}}}{T_{\text{пом}}}}, \quad (3)$$

Объективными показателями акустических качеств помещений, определяемыми в данном исследовании, являются $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$, $r_{\text{гр}}$.

Исходя из полученной выше информации о спектральных характеристиках шума на рабочих местах и в рабочих зонах предприятий, измерения времени реверберации и расчет других параметров осуществлялся с частоты 125 Гц.

1.2 Измерение и расчет акустических свойств производственных помещений

В первой серии измерений было обследовано 5 производственных помещений с учетом требований [5], [6], геометрические параметры которых приведены в таблице 1. Объем помещений, указанный в таблице 1, рассчитан без учета смежных помещений, прилегающих к рассматриваемым.

Таблица 1 – Характеристики помещений

№ п/п	Помещение, рабочее место	Объем помещения, м^3	Общая площадь внутренних поверхностей, м^2
1	Цех 1 плавно-прокатный участок (рабочее место наладчика ХПО)	1841	1151
2	Цех 2 (рабочее место оператора автоматических и полуавтоматических линий станков и установок)	143	194
3	Цех 3 (рабочее место вальцовщика холодного металла)	154	136
4	Цех 4 (рабочее место резчика металла на ножницах и прессах)	297	278
5	Цех 5 (рабочее место оператора станков с числовым программным управлением)	101	152

Данные усредненных значений времени реверберации, измеренных в производственных помещениях, приведены в таблице 2.

Вычисленные значения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ и $r_{\text{гр}}$ в производственных помещениях приведены в таблице 3.

Таблица 2 – Измеренные усредненные значения времени реверберации в производственных помещениях

№ п/п	Измеренные усредненные значения времени реверберации, с в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	1,77	1,71	1,65	1,54	1,45	1,26	1,08
2	0,91	0,82	0,75	0,71	0,69	0,61	0,57
3	1,66	1,47	1,21	1,11	1,04	0,87	0,71
4	1,34	1,12	1,07	1,02	0,99	0,92	0,81
5	1,22	1,13	1,11	1,09	1,01	0,95	0,88

Таблица 3 – Вычисленные значения среднего коэффициента звукопоглощения и граничного радиуса

№ п/п		Рассчитанные значения и $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$, $r_{\text{гр}}$ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,09	0,11
	$r_{\text{гр}}$	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,45	1,6
2	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,19	0,2
	$r_{\text{гр}}$	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0
3	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,08	0,1	0,12	0,13	0,14	0,16	0,17
	$r_{\text{гр}}$	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,8
4	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,13	0,15	0,15	0,16	0,16	0,18	0,2
	$r_{\text{гр}}$	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1
5	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,08	0,09	0,09	0,1	0,1	0,11	0,12
	$r_{\text{гр}}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6

Данные в таблице 2 являются промежуточными, исходными для анализа. Практически все обследованные помещения имеют очень низкие звукопоглощающие свойства. Характерным для всех помещений являются увеличение среднего коэффициента звукопоглощения с увеличением частоты. Например, в первом помещении от 0,07 до 0,11, в третьем от 0,08 до 0,17. Главный вывод, связанный с разработкой шумозащиты в цехах, состоит в том, что выявлены чрезвычайно низкие значения среднего коэффициента звукопоглощения в помещениях (на высоких частотах значение $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ составляют от 0,07 до 0,2). В связи с этим получены и невысокие значения граничного радиуса (за исключением первого помещения (1,2-1,6 м)) от 0,5 до 1 м. Исследованные помещения имеют низкие акустические качества, что затрудняет разработку отдельных средств шумозащиты, а также является одной из причин повышенного шума на рабочих местах и в рабочих зонах.

Во второй серии измерений было обследовано 7 производственных помещений, геометрические параметры которых приведены в таблице 4.

Данные усредненных значений времени реверберации, полученные на основании результатов измерений в производственных помещениях, приведены в таблице 5.

Вычисленные значения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ и $r_{\text{гр}}$ в производственных помещениях приведены в таблице 6.

Таблица 4 – Характеристики обследованных помещений

№ п/п	Помещение, рабочее место	Объем помещения, м ³	Общая площадь внутренних поверхностей, м ²
1	Цех с ротационной печатной машиной	1219,9	946,9
2	Зона упаковки, машина коллатор	767,5	618,8
3	Оборудование в печатном цеху	169,9	189,5
4	Термоструйные принтеры	518,4	437,4
5	Граверный участок	274,6	263,8
6	Цех с приклеечным оборудованием, прессами	1481,4	1027,0
7	Цех металлографской печати	936,6	620,8

Таблица 5 – Усредненные значения времени реверберации в производственных помещениях

№ п/п	Измеренные усредненные значения времени реверберации, с в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	1,36	1,26	1,20	1,18	1,0	0,95	0,89
2	1,28	1,11	1,02	0,88	0,81	0,80	0,77
3	1,17	1,06	1,00	0,98	0,95	0,84	0,73
4	1,32	1,20	1,09	1,00	0,93	0,83	0,78
5	1,86	1,63	1,36	1,25	1,17	1,11	1,11
6	2,17	2,20	2,08	2,01	1,88	1,58	1,32
7	1,44	1,39	1,28	1,19	1,16	1,06	1,03

Таблица 6 – Вычисленные значения среднего коэффициента звукопоглощения и граничного радиуса

№ п/п		Рассчитанные значения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ и $r_{\text{гр}}$, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,15	0,16	0,16	0,17	0,20	0,21	0,23
	$r_{\text{гр}}$	1,7	1,8	1,8	1,8	2,0	2,0	2,0
2	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,15	0,19	0,20	0,20	0,22	0,22	0,23
	$r_{\text{гр}}$	1,4	1,5	1,6	1,7	1,7	1,7	1,8
3	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,12	0,16	0,16	0,16	0,17	0,19	0,20
	$r_{\text{гр}}$	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9	1,0
4	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,15	0,16	0,19	0,20	0,21	0,24	0,26
	$r_{\text{гр}}$	1,4	1,5	1,6	1,6	1,6	1,7	1,8
5	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,09	0,10	0,12	0,13	0,14	0,15	0,15
	$r_{\text{гр}}$	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9
6	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,15	0,17
	$r_{\text{гр}}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6	1,7	1,9
7	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,23	0,23
	$r_{\text{гр}}$	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5	1,7	1,7

В третьей серии измерений было обследовано 10 производственных помещений, геометрические параметры которых приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Характеристики помещений

№ п/п	Помещение, рабочее место	Объем помещения, м ³	Общая площадь внутренних поверхностей, м ²
1	Производственное помещение 1	1369	799,6
2	Производственное помещение 2	1169	704,4
3	Производственное помещение 3	482	402,3
4	Производственное помещение 4	1264	793,8
5	Производственное помещение 5	990	637,0
6	Производственное помещение 6	1836,7	1539,9
7	Производственное помещение 7	160	179,9
8	Производственное помещение 8	939	592,0
9	Производственное помещение 9	371	280,8
10	Производственное помещение 10	811	606,0

Данные усредненных значений времени реверберации, полученные на основании результатов измерений в производственных помещениях во второй серии измерений, приведены в таблице 8. Вычисленные значения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ и $r_{\text{гр}}$ в производственных помещениях приведены в таблице 9.

Таблица 8 – Измеренные усредненные значения времени реверберации в производственных помещениях

№ п/п	Измеренные усредненные значения времени реверберации, с в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	1,61	1,54	1,45	1,36	1,31	1,28	1,08
2	2,32	2,29	2,21	2,02	1,94	1,81	1,63
3	1,34	1,26	1,19	1,16	1,1	1,06	1,0
4	1,51	1,49	1,41	1,32	1,16	1,09	1,02
5	1,42	1,35	1,32	1,20	1,11	1,03	0,95
6	1,47	1,36	1,32	1,30	1,20	1,08	0,94
7	1,41	1,35	1,30	1,19	1,07	0,95	0,81
8	1,91	1,85	1,79	1,78	1,69	1,64	1,60
9	1,37	1,29	1,11	1,06	1,0	0,97	0,85
10	1,28	1,21	1,11	1,05	1,0	0,95	0,85

Таблица 9 – Вычисленные значения среднего коэффициента звукопоглощения и граничного радиуса

№ п/п		Рассчитанные значения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ и $r_{\text{гр}}$, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,15	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18	0,2
	$r_{\text{гр}}$	1,5	1,5	1,5	1,7	1,7	1,8	1,9
2	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,11	0,11	0,12	0,13	0,13	0,14	0,16
	$r_{\text{гр}}$	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,45	1,5
3	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
	$r_{\text{гр}}$	1,0	1,0	1,1	1,15	1,15	1,2	1,2
4	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,17	0,17	0,18	0,19	0,20	0,22	0,25
	$r_{\text{гр}}$	1,2	1,2	1,4	1,7	1,8	1,9	2,0
5	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,25	0,25
	$r_{\text{гр}}$	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,8	1,8
6	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,13	0,14	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20
	$r_{\text{гр}}$	2,0	2,1	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
7	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16
	$r_{\text{гр}}$	0,6	0,65	0,7	0,7	0,75	0,8	0,8
8	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,11	0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16
	$r_{\text{гр}}$	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	1,5
9	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,15	0,16	0,18	0,2	0,21	0,22	0,24
	$r_{\text{гр}}$	0,5	0,9	1,0	1,05	1,1	1,2	1,2
10	$\bar{\alpha}_{\text{пом}}$	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16	0,17
	$r_{\text{гр}}$	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,7	1,8

2 Анализ акустических свойств производственных помещений

Всего было обследовано 22 производственных помещения различных объемов и размеров. Полученные измерениями предельные спектры (максимальные и минимальные значения времени реверберации в производственных помещениях) показаны на рисунке 1.

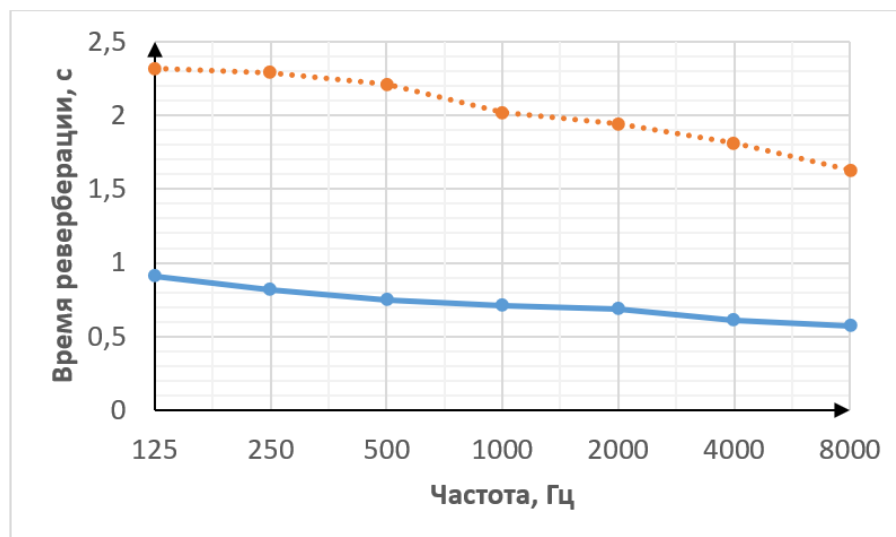


Рисунок 1 – Значения времени реверберации, полученные экспериментальным путем в производственных помещениях фабрик

Отметим, что экспериментально полученные данные имеют частотно зависимый характер, величина времени реверберации снижается с увеличением частоты (зафиксирован спад на величину от 0,3 с до 0,7 с). Полученные значения времени реверберации лежат в диапазоне от 0,8-0,5 с до 2,3-1,6 с, то есть все помещения обладают определённой степенью гулкости. Дальнейший анализ акустических свойств производственных помещений выполнен с учетом времени реверберация и среднего коэффициента звукопоглощения помещений.

Значения, полученные расчётом, являются универсальным показателем акустических свойств производственного помещения. Исходя из значений поправки на характер звукового поля в помещении [2], в зависимости от значений этой поправки, связанной со средним коэффициентом звукопоглощения, производственные помещения по акустическим качествам предлагается разделить на три группы, описанные в таблице 10.

Таблица 10 – Классификация производственных помещений

Характер звукового поля	Класс помещения	Характеристика помещения	Коэффициент звукопоглощения ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}$)	Акустическое качество помещения
Диффузное	I	Гулкое (не заглушенное)	0,1 – 0,2	Очень низкое (помещение не имеет акустической обработки)
Квази-диффузное	II	Малой заглушенности	0,3 – 0,4	Среднее
Квази-диффузное	III	Шумозаглушенное	$\geq 0,5$	Высокое (в помещении реализовано достаточно эффективное звукопоглощение)

На рисунке 2 представлено несколько вычисленных спектров значений средних коэффициентов звукопоглощения, в том числе, полученные минимальный и максимальный спектры. Можно убедиться, что у подавляющего большинства спектров, во всем частотном диапазоне значение среднего коэффициента звукопоглощения находится в

пределах 0,1-0,2, то есть, в соответствии с классификацией, представленной в таблице 10, все без исключения исследованные помещения имеют с точки зрения шумозащиты очень низкие акустические качества.

Граничный радиус является вспомогательной акустической характеристикой производственного помещения, связанной с оценкой эффективности акустических экранов, установленных в помещении. Вычисленные значения граничного радиуса, на примере четырех помещений различных предприятий показаны на рисунке 3.

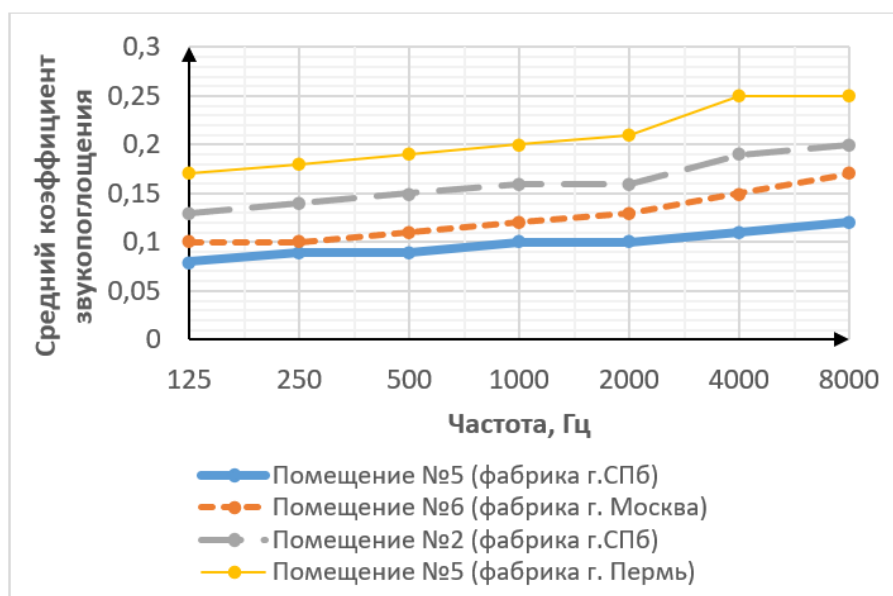


Рисунок 2 – Рассчитанные спектры среднего коэффициента звукопоглощения в отдельных производственных помещениях фабрик: 1 - помещение №5 (фабрика г. Санкт-Петербург), 2 - помещение №6 (фабрика г. Москва), 3 - помещение №2 (фабрика г. Санкт-Петербург), 4 - помещение 5 (фабрика г. Пермь)

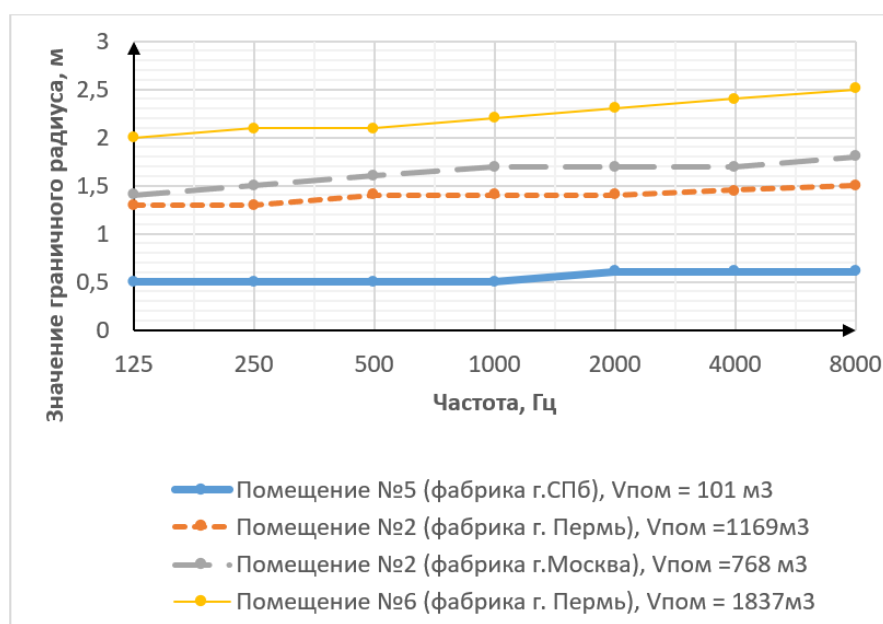


Рисунок 3 – Вычисленные значения граничного радиуса ($r_{гр}$) в отдельных производственных помещениях: 1 - помещение №5 (фабрика г.Санкт-Петербург); 2 - помещение №2 (фабрика г. Пермь); 3 - помещение №4 (фабрика г. Москва); 4 - помещение №6 (фабрика г. Пермь)

Отметим слабо выраженный частотный характер полученных спектров. Величина граничного радиуса связана не только с акустическими свойствами помещений, но и с их объемом. При увеличении объема помещения граничный радиус существенно возрастает.

Величина граничного радиуса для обследованных помещений колеблется от 0,5 - 0,7 м до 2,0 - 2,3 м. Это показывает широкие возможности использования экранов для снижения шума на рабочих местах и в рабочих зонах.

Заключение

На основании выполненных исследований сделан вывод о том, что основной характеристикой акустических качеств производственных помещений (с точки зрения разработки и применения средств шумозащиты) является средний коэффициент звукопоглощения помещения. Предложена классификация производственных помещений в зависимости от величины среднего коэффициента звукопоглощения производственного помещения, основанная на анализе значений поправки на характер звукового поля в помещении. Предложено три класса производственных помещений в зависимости от значений среднего коэффициента звукопоглощения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$:

I класс ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}=0,1-0,2$), характеристика помещения – гулкое, звуковое поле в помещении – диффузное, акустическое качество помещения – очень низкое (помещение не имеет акустической обработки);

II класс ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}=0,3-0,4$), характеристика помещения – малой заглушенности, звуковое поле – квазидиффузное, акустическое качество помещения – среднее;

III класс ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}=0,5-0,6$), характеристика помещения – заглушенное, звуковое поле – квазидиффузное, акустическое качество помещения – высокое (в помещении имеются достаточно эффективные звукопоглощающие конструкции).

Акустические свойства промышленных помещений были изучены на основании экспериментальных исследований 22 помещений (цехов и производственных участков), для каждого из которых были выполнены вычисления среднего коэффициента звукопоглощения (основной показатель) и граничного радиуса (вспомогательный показатель, связанный с оценкой эффективностью акустических экранов в помещении) в октавных полосах со среднегеометрическим частотным диапазоном 125-8000 Гц. Оба исследованных параметра имеют частотно зависимый характер с увеличением значений при увеличении частоты. Исходной характеристикой для расчётов являлись измеренные характеристики времени реверберации, которые располагались в диапазоне значений от 0,8-0,5 до 2,3-1,3 с. Вычисленные значения среднего коэффициента звукопоглощения находятся в диапазоне 0,1-0,2 (за исключением небольшого числа спектров, где эти значения составили 0,21-0,23 в частотах в диапазоне 2000-8000 Гц). В соответствии с предложенной классификацией все обследованные помещения имеют низкие акустические качества. Значение граничного радиуса зависит от объема помещения и находится в диапазоне значений от 0,5-0,7 м до 2,0-2,3 м. (для помещений большого объема). Значения граничного радиуса необходимы для расчётов акустической эффективности экранов, устанавливаемых в производственных помещениях для защиты от повышенного шума.

Список использованных источников

1. Тюрина, Н. В. Решение проблемы снижения шума на селитебных территориях и рабочих местах в помещениях акустическими экранами: специальность 01.04.06 "Акустика" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Тюрина Наталья Васильевна. – Санкт-Петербург, 2014. – 22 с.

2. Шашурин, А. Е. Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами / А. Е. Шашурин. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет "Военмех", 2018. – 134 с. – ISBN 978-5-907054-27-1. – EDN KBGXFI.
3. ГОСТ 31287-2005 (ИСО 17624:2004) «Шум. Руководство по снижению шума в рабочих помещениях акустическими экранами». М.: Стандартиформ. 2006. -12 с.
4. Свод правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума» Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 // Техэксперт: [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (дата обращения 29.07.2025).
5. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник для вузов - Изд. 4-е, перераб. и доп. - М.: Логос, 2015. - 431 с. - ISBN 978-5-98704-659-3.
6. МИ ПКФ 12-006 «Однократные прямые измерения уровней звука, звукового давления и ускорения приборами серий ОКТАВА и ЭКОФИЗИКА. Методика выполнения измерений».
7. Звукопоглощающая панель для шумозащитной конструкции. Шашурин А.Е., Заплетников И.Н., Кириченко В.А., Иванов Н.И., Бужинский К.В., Светлов В.В., Бойко Ю.С. Патент на полезную модель RU 171794 U1, 16.06.2017. Заявка № 2016141361 от 20.10.2016.
8. Мембранная звукопоглощающая панель. Заплетников И.Н., Кириченко В.А., Шашурин А.Е., Трощинина А.Н. Патент на полезную модель RU 217670 U1, 12.04.2023.

References

1. Tyurina, N. V. Solving the problem of noise reduction in residential areas and workplaces in rooms with acoustic screens. Specialty 04/01/06 "Acoustics" : An abstract of the dissertation for the Degree of Doctor of Technical Sciences / Tyurina Natalia Vasilyevna. – St. Petersburg, 2014. – 22 p.
2. Shashurin, A. E. New technical and technological solutions for reducing acoustic pollution by noise-proof screens / A. E. Shashurin. – Saint Petersburg : Baltic State Technical University "Voenmeh", 2018. - 134 p. – ISBN 978-5-907054-27-1. – EDN KBGXFI.
3. GOST 31287-2005 (ISO 17624:2004) «Noise. Guidelines for noise control in workrooms by means of acoustical screens. - M.: Standartinform, 2006. - 12 p.
4. Code of Rules SP 51.13330.2011 "Protection Against Noise" Updated version of SNiP 23-03-2003 // Tekhekspert: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (accessed on 29.07.2025).
5. Ivanov N.I. Engineering Acoustics. Theory and Practice of Noise Control: Textbook for Universities - 4th Edition, Revised. and add. - M.: Logos, 2015. - 431 p. - ISBN 978-5-98704-659-3.
6. MI PKF 12-006 "Single-time direct measurements of sound levels, sound pressure and acceleration by devices of the OKTAVA and ECOPHYSICS series. Measurement procedure".
7. Shashurin A.E., Zapletnikov I.N., Kirichenko V.A., Ivanov N.I., Buzhinsky K.V., Svetlov V.V., Boyko Yu.S. Utility model patent RU 171794 U1, 06/16/2017. Application No. 2016141361 dated 20.10.2016.
8. Membrane sound-absorbing panel. Zapletnikov I.N., Kirichenko V.A., Shashurin A.E., Troshchinina A.N. Utility model patent RU 217670 U1, 04/12/2023.

УДК: 534.6
OECD: 1.03 AA

Разработка мероприятий для снижения шума вытяжных систем промышленного предприятия

Васильев А.П.¹, Кондратьев С.А.², Фиев К.П.^{3*}, Тюрина Н.В.⁴

^{1,2}Старший преподаватель, ²к.т.н., доцент, ³д.т.н., профессор

^{1,2,3,4}Кафедра «Экология и производственная безопасность»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

С целью сокращения санитарно-защитной зоны (СЗЗ) промышленного предприятия по фактору шум выполнена оценка акустического воздействия на территорию прилегающей селитебной территории, создаваемой внешними источниками шума (вытяжные патрубки) масло-перерабатывающего цеха. Представлены результаты измерений шумовых характеристик исследуемых источников, выполненных на производственной площадке (на кровле здания цеха масло-переработке), а также уровней звукового давления на территории прилегающей жилой застройки и на границе СЗЗ. Произведена оценка акустического воздействия от вентилятора на ближайшие нормируемые объекты. Измерения, выполнялись таким образом, чтобы исключить влияние посторонних, фоновых источников (проезд автомобилей, хозяйственная деятельность населения на прилегающей территории, расположенного вблизи предприятия, и пр.) Разработаны мероприятия по снижению уровней шума от вытяжных систем.

Ключевые слова: уровень звука, шум, источник шума, вытяжные системы, шумозащитное мероприятие, звукоизолирующий кожух

Development of noise protection measures for industrial enterprise exhaust systems

Vasilyev A.P.¹, Kondratyev S.A.², Fiev K.P.^{3*}, Tyurina N.V.⁴

¹Senior Lecturer, ²Associate Professor, PhD., ³Professor, Dr.Sc.

^{1,2,3,4}Department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St-Petersburg, Russia

Abstract

In order to reduce the sanitary protection zone (SPZ) of an industrial enterprise due to noise, the acoustic impact on the adjacent residential area caused by external noise sources (exhaust pipes) of the oil processing workshop was carried out. Results of in situ measurements of studied noise sources' characteristics performed on the roof of the oil processing workshop building, as well as the sound pressure levels in the adjacent residential area and at the SPZ boundary, are presented. Fan acoustical impact on the nearby regulated objects was studied. The measurements were performed in such a way as to exclude background noise influence (such as traffic, activity of population at the adjacent territory, etc.). Exhaust systems noise control measures have been developed.

*E-mail: fkp@iakbarier.ru (Фиев К.П.)

Keywords: sound level, noise, noise source, exhaust systems, noise control means, sound-proofed enclosure

Введение

Промышленные предприятия, как правило, являются источниками повышенного шума. На сегодняшний день в контролирующие органы поступает значительное количество жалоб на повышенный шум, который вызывает дискомфорт, беспокойство и даже специфические заболевания. Но особенно остро стоит проблема с жалобами на повышенный шум на территориях жилых застроек, располагающихся в близости и на границах СЗЗ промышленных предприятий. Современное промышленное предприятие – это скопление огромного множества инженерно-технологических устройств (транспорт, вентиляционные и вытяжные системы, насосы и компрессоры, и другие устройства), которые излучают повышенный шум на ближайшие нормируемые объекты [1], [2]. На предприятиях, для обеспечения комфортного микроклимата, устанавливают системы вентиляции. Вытяжные системы, установленные на кровле или на стене, оказывают наибольшее акустическое воздействие на ближайшую нормируемую территорию и окружающую среду в целом. Соответственно, для таких источников необходимо разрабатывать шумозащитные мероприятия, которые уменьшат их акустическое воздействие, что и предлагается в данной статье.

В качестве объекта исследования были выбраны вытяжные вентиляционные установки, расположенные на кровле производственно-логистического комплекса по глубокой переработке маслосодержащих культур высотой 34 м.

Ближайшими нормируемыми объектами являются граница СЗЗ предприятия и детский лагерь, расположенные на расстоянии от 350 м до 700 м от здания маслоперерабатывающего цеха, на крыше которого расположены исследуемые вытяжные системы.

В ходе оценки шумового воздействия вентиляционных установок проводились замеры уровней звука на территории, расположенной вблизи нормируемого объекта, а также у вытяжных агрегатов ВЗ-В6, что позволило определить параметры звукового излучения. Учитывая круглосуточную работу оборудования, акустические измерения могут выполняться в любое время суток с последующим сравнением полученных результатов с более строгими санитарными нормативами, установленными для ночного периода [3].

1 Проведение исследований текущей акустической ситуации на селитебной территории путем натурных измерений

Для оценки акустического воздействия от технологического оборудования предприятия были проведены измерения уровней шума на ближайших нормируемых объектах в дневное и ночное время суток. Характер шума: постоянный, широкополосный.

Измерения проводились согласно МИ ПКФ 12-006 [3], шумомерами-виброметрами, анализаторами спектра ЭКОФИЗИКА-110А и ОКТАВА-110А класса точности 1.

Результаты измерений в ночное время суток на границе СЗЗ и на территории ближайшей жилой застройки (детский лагерь) представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты натурных замеров на границе СЗЗ в ночное время суток (работа оборудования на территории предприятия) до установки шумозащитных мероприятий

№ точки	Описание	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									$L_{\text{экв}},$ дБА	$L_{\text{макс}},$ дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1	Точка контроля №1	62	60	51	47	46	40	30	24	26	46	47
2	Точка контроля №2	56	57	51	47	41	41	32	25	26	45	46
3	Точка контроля №3	54	53	41	36	31	30	24	23	26	36	36
Допустимые уровни шума в ночное время СанПиН 1.2.3685-21 табл. 5.35. позиция 14 с 23.00 – 07.00		83	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60

Анализ таблицы 1 показывает, что превышения уровней звукового давления и уровней звука отмечены:

- в точке контроля №1 для октавной полосы частот 500 Гц (на 2 дБ) и уровню звука (на 1 дБА);
- в точке контроля №2 для октавной полосы частот 1000 Гц (на 1 дБ).

Превышений допустимых уровней шума в дневное время в точках контроля не выявлено, в ночное время выявлены превышения в двух точках контроля, но так как полученные уровни являются пограничными с нормативными значениями, рекомендуется разработка шумозащитных мероприятий, с целью снижения и предотвращения увеличения уровней шума на границе СЗЗ в случае увеличения мощностей предприятия и для улучшения общей акустической обстановки.

Графическое отображение результатов измерений уровней звукового давления в октавных полосах частот для точек контроля в ночное время суток при работе оборудования на территории предприятия представлены на рисунке 1.

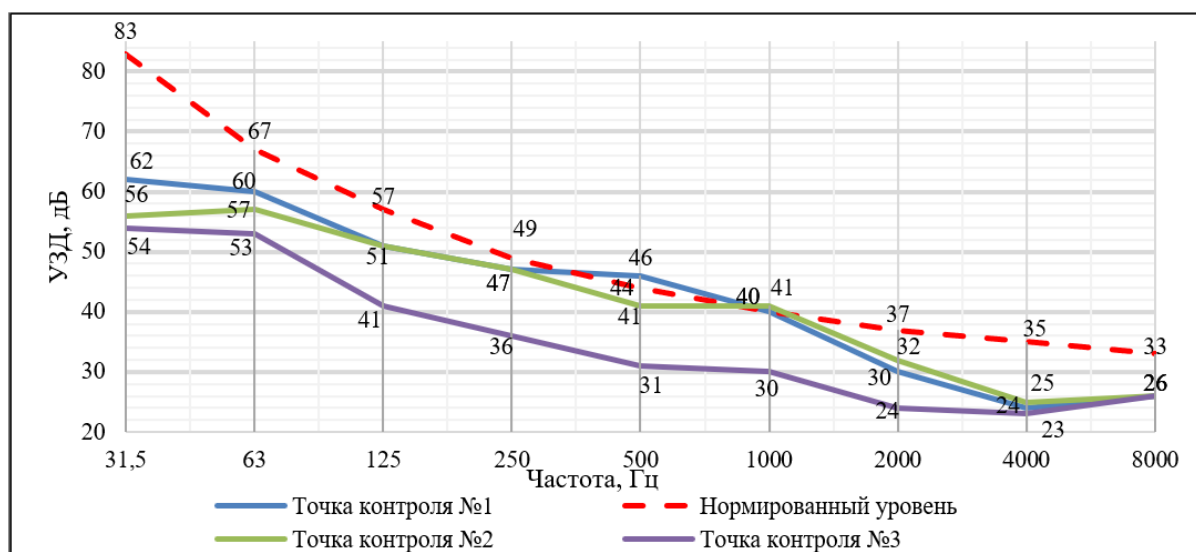


Рисунок 1 – Результаты измерений уровней звукового давления в октавных полосах частот для точек контроля в ночное время суток при работе оборудования на территории предприятия

Результаты анализа показывают, что имеется характерное увеличение уровней звукового давления в октавной полосе со среднегеометрической частотой 500 Гц для точки контроля №1 и со среднегеометрической частотой 1000 Гц для всех точек контроля.

2 Инвентаризация источников шума на территории предприятия

На территории предприятия располагается технологическое оборудование, которое является источником воздействия на окружающую среду, в частности шумового воздействия.

Согласно предоставленным данным об источниках шума на территории объекта определены исследуемые источники шума:

- шум, создаваемый при работе крышных вытяжных систем;
- шум, создаваемый при работе вентиляций.

С целью определения акустических характеристик оборудования, расположенного на территории предприятия, были проведены измерения шума, излучаемого каждым источником, кроме оборудования, находившегося в не рабочем состоянии.

На основании натурных измерений уровней излучаемого шума на производственной территории, был составлен перечень источников шума, представленный в таблице 2.

Таблица 2 – Инвентаризация источников шума

№ ИШ	Описание ИШ	Наличие шумозащиты	УЗ, дБА	Расстояние до ИШ, м
ИШ-1	Вытяжка В1	Нет	94	1,5м
ИШ-2	Вытяжка В2	Нет	93	1,5м
ИШ-3	Вытяжка В3	Нет	93	1,5м
ИШ-4	Вытяжка В4	Нет	94	1,5м

Для оценки уровней излучаемого шума вытяжных систем были проведены измерения шума у источников шума, на основании которых была произведена оценка. Результаты измерений уровней звука (УЗ) и УЗД от источников шума представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты измерений на расстоянии 1,5 м от вытяжки

№ точки измерений	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	80	84	92	91	90	88	87	83	74	94
2	84	82	93	92	90	87	86	81	74	93
3	84	83	91	91	90	87	86	82	72	93
4	87	87	94	94	92	89	86	80	73	94

3 Определение вкладов источников шума на основании анализа 1/3 октавных уровней звукового давления источников шума

С целью инвентаризации источников шума, выполнена серия натурных замеров уровней звукового давления (УЗД) в 1/3 октавных полосах частот, на основании результатов измерений выполнена оценка шумового воздействия.

На рисунке 2 изображены графики шумовых характеристик исследованных ИШ, которые были зафиксированы на территории предприятия до применения шумозащитных мероприятий (средние уровни звукового давления в 1/3 октавных полосах частот для основных источников шума, находящихся на территории предприятия).

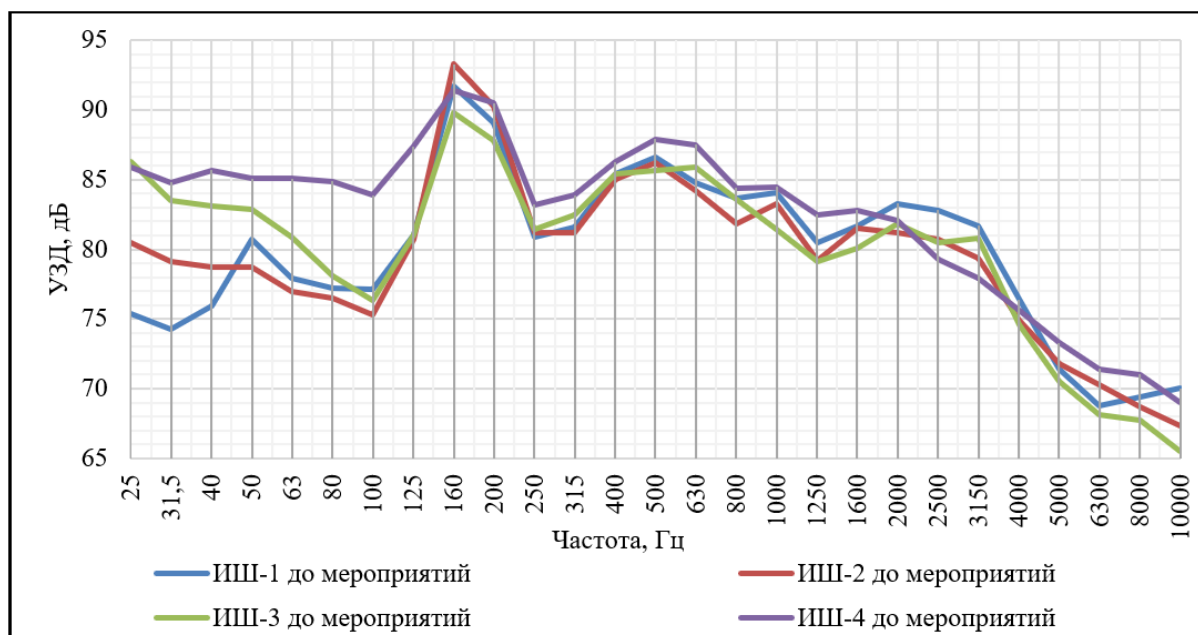


Рисунок 2 – Результаты измерений уровней звукового давления в 1/3 октавных полосах частот в ближнем поле источников шума (до применения шумозащитных мероприятий)

Из анализа данных, представленных на рисунке 2, можно сделать вывод, что вытяжные системы на кровле масло-перерабатывающего цеха для 1/3 октавной полосы со среднегеометрической частотой 160 Гц, 500 Гц, 1000 Гц, 2000 Гц и 3150 Гц могут оказывать наибольшее влияние на процесс шумообразования в точках контроля, расположенных на границе СЗЗ и ближайшей жилой застройки. На рисунке 3 представлены схемы вытяжных систем, подлежащих защите от шума.

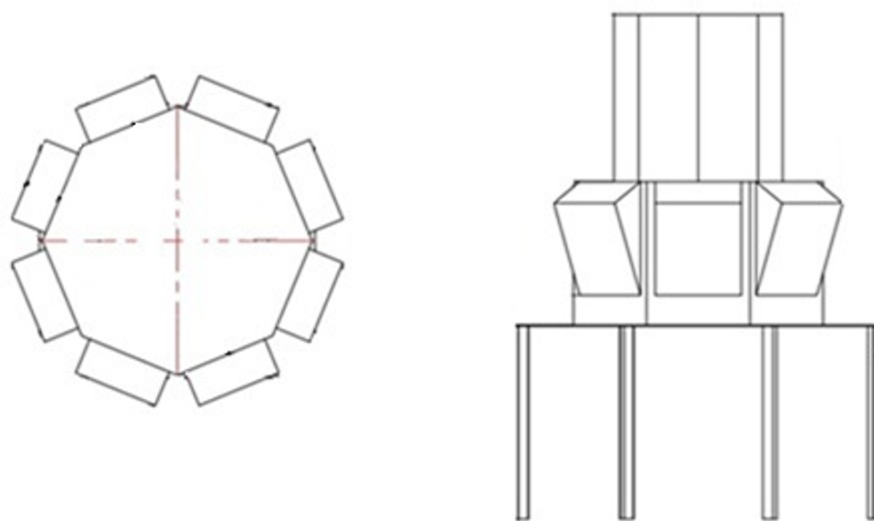


Рисунок 3 – Схемы вытяжных систем

4 Определение необходимой эффективности шумозащитных мероприятий

Произведенные расчёты шума существующего положения осуществлены при помощи математической модели предприятия в программном комплексе «АРМ Акустика 3», в котором реализуются расчетные методики российской нормативной документации, представленные в том числе в ГОСТ 31295.2-2005. «Шум. Затухание звука при распространении на местности. ч.2. Общий метод расчета» и других документах.

Требуемое снижение шума исследуемого вентилятора представлено в таблице 4.

Таблица 4 – Требуемое снижение исследуемых источников шума

Источник шума	Наименование источника шума	Требуемое снижение уровней звукового давления, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ИШ-1	Вытяжка В3	0	0	0	0	1	3	1	0	0
ИШ-2	Вытяжка В4	0	0	0	0	2	4	0	0	0
ИШ-3	Вытяжка В5	0	0	0	0	1	3	2	0	0
ИШ-4	Вытяжка В6	0	0	0	0	1	3	0	0	0

Определение требуемого снижения октавных УЗД в расчётной точке, производилось согласно [5]. Фактическая эффективность рекомендованной шумозащитной конструкции оказалась выше требуемого снижения во всех октавных полосах со среднегеометрическими частотами.

5 Описание разработанной шумозащитной конструкции

Для снижения шума от крышных вытяжных систем применяются специальные звукопоглощающие кожухи со звукоизолированными вентиляционными проёмами. Для снижения шумового излучения исследуемого источника предусмотрен к применению кожух, состоящий из гибких акустических огнеупорных и водостойких оболочек, наполненных минеральной ватой. Кожухи собираются из самонесущих звукопоглощающих панелей в замкнутую конструкцию, препятствующую распространению шума во все стороны.

На рисунке 4 показана схема предлагаемой шумозащитной конструкции. На рисунке 5 представлена фотофиксация кожуха, который реализован на вытяжном патрубке.

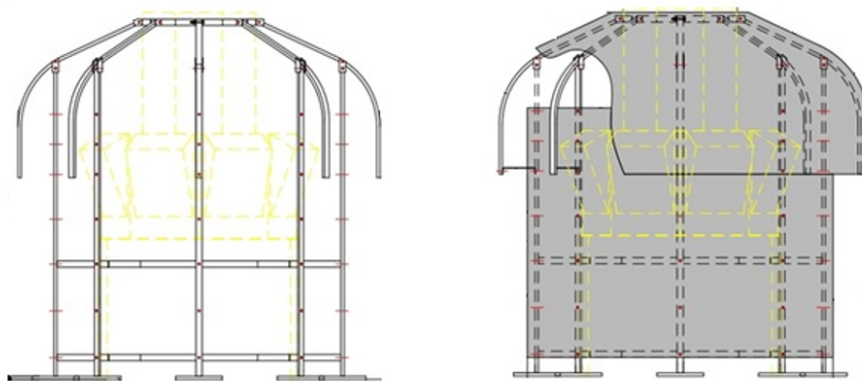


Рисунок 4 – Схема звукоизолирующего кожуха



Рисунок 5 – Кожух для снижения шума вытяжной системы

6 Результаты замеров шумового излучения вытяжными система после реализации шумозащитных мероприятий

На рисунке 6 изображены графики измерений в ближнем поле уровней звукового давления (УЗД) до и после применения шумозащитных мероприятий (звукоизолирующих кожухов), установленных на вытяжные системы.

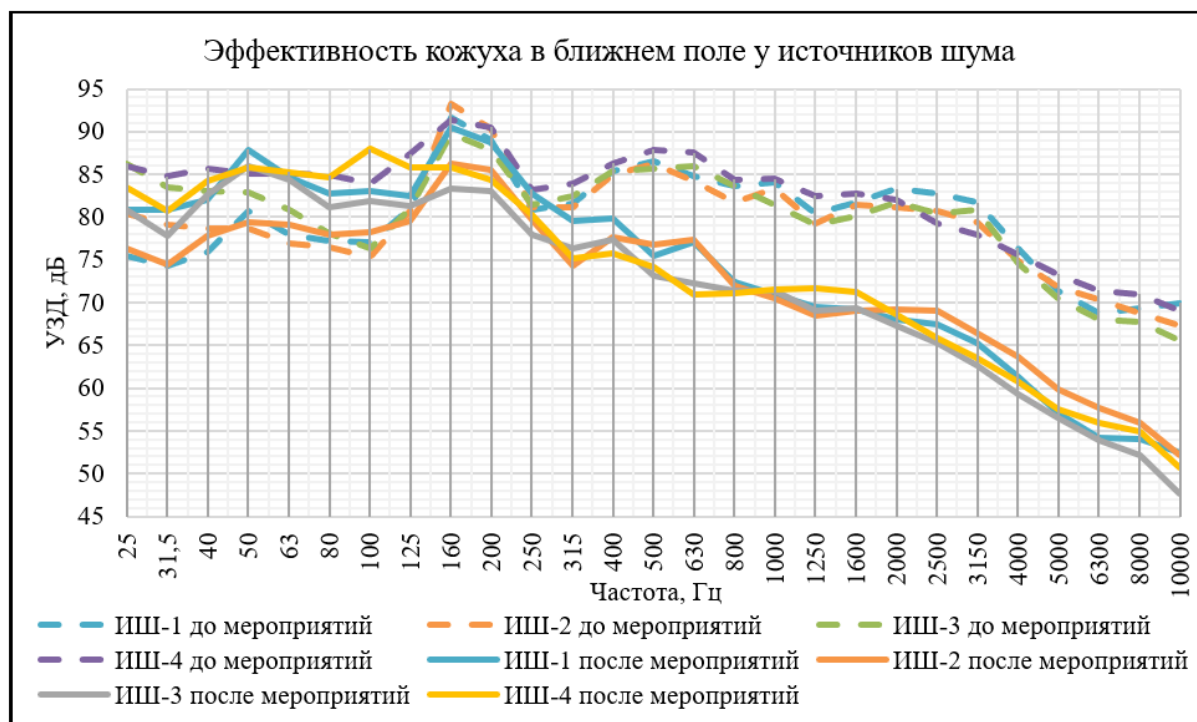


Рисунок 6 – Результаты измерений УЗД до и после установки на вытяжные системы кожухов

Результаты измерений в ночное время суток на границе СЗЗ и на территории ближайшей жилой застройки (детский лагерь) после введения шумозащитных мероприятий (при работающем оборудовании на территории предприятия) представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Результаты натурных замеров на границе СЗЗ в ночное время суток после установки шумозащитных мероприятий

№ точки	Описание	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									$L_{\text{экв}}$, дБА	$L_{\text{макс}}$, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1	Точка контроля №1	62	53	47	40	40	38	30	18	16	42	42
2	Точка контроля №2	64	54	48	45	38	37	33	29	25	42	42
3	Точка контроля №3	61	51	36	29	27	24	20	17	16	31	31
Допустимые уровни шума в ночное время СанПиН 1.2.3685-21 табл. 5.35. позиция 14 с 23.00 – 07.00		83	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60

Графическое отображение результатов измерений уровней звукового давления в октавных полосах частот для точек контроля в ночное время суток при работе оборудования после установки шумозащитных мероприятий на территории предприятия представлены на рисунке 7.

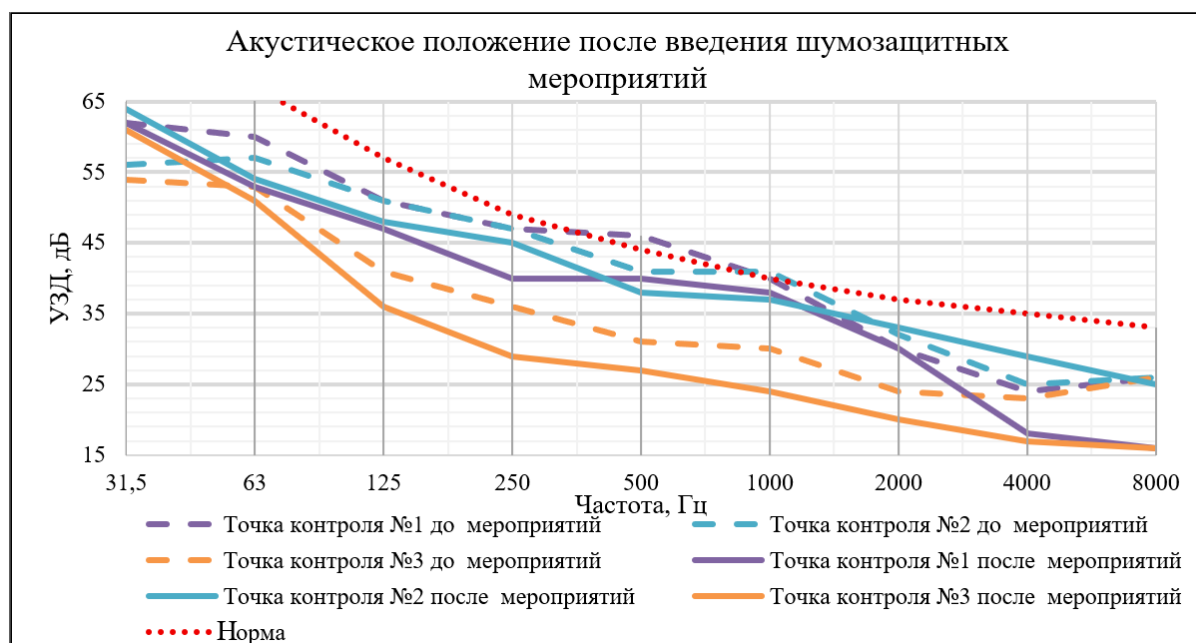


Рисунок 7 – Результаты измерений уровней звукового давления в октавных полосах частот в ночное время суток при работе оборудования после установки шумозащитных мероприятий на территории предприятия

Как следует из анализа результатов измерений УЗД после внедрения шумозащитных мероприятий не превышают установленных допустимых значений.

Заключение

По результатам натурных замеров акустического воздействия вытяжных установок выявлены нарушения нормативов по шуму. В жилой зоне зафиксировано превышение допустимых значений звукового давления в ночной период на 1 дБА согласно регламентирующему документу [5]. Непосредственно возле вытяжного оборудования (на расстоянии 1,5 метра) зарегистрирована интенсивность звука 93-94 дБА, что существенно выше нормируемых показателей для селитебных территорий. Полученные данные обосновывают необходимость внедрения специальных шумозащитных мероприятий. В качестве шумозащитного мероприятия рекомендовано использовать звукоизолирующие кожухи на вытяжках. Шумозащитные мероприятия позволили снизить уровни шума до нормативных значений.

Список использованных источников

1. Светлов В.В. Снижение уровней шума в жилой застройке от инженерно-технологического оборудования предприятий // Noise Theory and Practice. - № 6(4). - 2020. - С. 115-127.
2. Комарова Е.Г. Решение трехмерной обратной задачи по определению уровня шума на границе санитарно-защитной зоны промышленного предприятия, Комарова Е.Г., Пименов И.К.// Noise Theory and Practice. - № 4(3). - 2018. - С. 15-21.
3. СанПиН 1.2.3685-21. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания. Санитарные правила и нормы: утверждены Постановлением Главного государственного санитарного врача РФ от 28.01.21 № 2: введены в действие 01.03.21. – Текст: электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/516587187>.
4. МИ ПКФ 12-006 «Однократные прямые измерения уровней звука, звукового давления и ускорения приборами серий ОКТАВА и ЭКОФИЗИКА. Методика выполнения измерений».
5. Свод правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума» Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 // Техэксперт: [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (дата обращения 29.07.2025).

References

1. Svetlov V.V. Reduction of noise levels in residential buildings from engineering and technological equipment of enterprises // Noise Theory and Practice. - № 6(4). - 2020. - p. 115-127.
2. Komarova E.G. Solution of the three-dimensional inverse problem of determining the noise level at the border of the sanitary protection zone of an industrial enterprise, Komarova E.G., Pimenov I.K.// Noise Theory and Practice. - № 4(3). - 2018. - С. 15-21.
3. MI PKF 12-006 "Single-time direct measurements of sound levels, sound pressure and acceleration by devices of the OKTAVA and ECOPHYSICS series. Measurement procedure".
4. Code of rules SP 51.13330.2011 "Protection against noise" Updated version of SNiP 23-03-2003 // Tekhekspert: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (accessed on 29.07.2025).

5. SanPiN 1.2.3685-21. Sanitary and epidemiological rules and regulations. Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of human habitat factors. Sanitary rules and regulations: approved by the Decree of the Chief State Sanitary Doctor of the Russian Federation dated 28.01.21 No. 2: put into effect on 01.03.21. – Text: electronic. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/516587187>.

УДК: 699.88. 539.23
OECD: 2.01IM

Разработка комбинированной защиты от шума и ЭМИ

Иванов Н.И.¹, Ершов С.В.^{2*}, Храпко Н.Н.³, Патрушева Т.Н.⁴
^{1,4}Д.н.т., профессор, ²магистрант, ³старший преподаватель
^{1,2,3,4}Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Расположение жилых домов вблизи объектов, являющихся источниками, повышенных уровней шума и электромагнитного излучения негативно сказывается на здоровье населения. Целью исследования является разработка конструкции окна, обладающего повышенными звукоизоляционными свойствами, а также способностью экранировать электромагнитное излучение промышленной частоты. В работе использовались результаты исследований процессов и явлений, влияющих на звукоизоляцию окон, а также изучены предложенные методики расчётов электромагнитного излучения и экранирующей эффективности различных материалов. В качестве объекта защиты выбраны жилые помещения, расположенные ближе всего к крупнейшим в России электрическим подстанциям. По результатам работы предложена оптимальная конструкция оконного блока, способного обеспечить безопасность в жилых помещениях. Установлено, что минимальная звукоизоляция составляет 36 дБ, снижение электромагнитного излучения составило 41 дБ.

Ключевые слова: шум, электромагнитное излучение промышленной частоты, экранирование, звукоизоляция, трансформаторная подстанция, ИТО покрытие

Development of combined protection against noise and electromagnetic radiation

Ivanov N.I.¹, Ershov S.V.^{2*}, Khrapko N.N.³, Patrusheva T.N.⁴
^{1,4}D.Sc., Professor, ²Master student, ³Lecturer
^{1,2,3,4}Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

The location of residential buildings near objects that are sources of increased noise and electromagnetic radiation has a negative impact on public health. The aim of the study is to develop a window design with improved soundproofing properties and the ability to shield industrial frequency electromagnetic radiation. The work used the results of studies of processes and phenomena that affect window soundproofing, and also studied the proposed methods for calculating electromagnetic radiation and the shielding efficiency of various materials. Residential premises located closest to the largest transformer substations in Russia were selected as the object of protection. Based on the results of the work, an optimal design of a window block was proposed that can ensure safety in standardized premises. It was found that the minimum soundproofing is 36 dB, the reduction in electromagnetic radiation was 41 dB.

Keywords: noise, electromagnetic radiation of industrial frequency, shielding, sound insulation, transformer substation, ITO coating

*E-mail: sergey2600@bk.ru (Ершов С.В.)

Введение

В современном мире человек часто подвергается воздействию вредных физических факторов. К ним относятся шум и электромагнитное излучение (ЭМИ). Разработаны и эффективно применяются различные методы борьбы отдельно с повышенными уровнями шума и ЭМИ. Однако нередко случается так, что человек живет в условиях, когда на него одновременно воздействуют оба фактора. Объектами источниками повышенного уровня шума и ЭМИ являются трансформаторные подстанции (ТП). Источником шума на ТП являются сердечники силовых трансформаторов. Существующие способы защиты, такие как шумозащитные экраны и заземляющие контуры, снижают уровни шума и интенсивности ЭМИ вблизи источника излучения [1]. Стоимость возведения шумозащитного экрана на ТП, либо же применение шумозащитного кожуха для трансформатора является высокой. Если целью защитных мероприятий является защита небольших объектов, например, дачного посёлка или отдельно стоящих малоэтажных зданий, то применение шумозащитных экранов, кожухов, заземляющих контуров становится невыгодным. В данной работе предложена идея создания комбинированного способа защиты вблизи защищаемого объекта. Такой способ позволит обеспечивать норму шума и ЭМИ на отдельных защищаемых объектах, минимизируя затраты на защитные мероприятия.

Основным источником шума на ТП является активная часть трансформатора, а также вентиляционного оборудования на ТП [1]. Сердечник трансформатора набран из тонких пластин из электротехнической стали, которые под влиянием переменного магнитного потока, проходящего через них, вибрируют и соударяются, создавая низкочастотный шум. Низкочастотный шум хуже экранируется шумозащитным экраном, потому что низкочастотный шум легче дифрагирует через кромки экрана. Способ защиты от шума ТП с помощью шумозащитного остекления обладает большей эффективностью, так как он находится вблизи объекта защиты. Оконный блок закреплён в стеновом проеме, что исключает дифракцию звука за ограждение. Норма эквивалентного шума для жилых помещений составляет 40 дБА днем и 30 дБА ночью, норма максимального шума для жилых помещений составляет 55 дБА днем и 45 дБА ночью [2].

Электромагнитное излучение – это распространяющееся в пространстве изменяющееся электромагнитное поле (ЭМП), на ТП его источником являются все токоведущие части. Электромагнитное поле состоит из электрической и магнитной составляющей. Так как электрическая составляющая ЭМП быстро затухает с увеличением расстояния, то оценивать будем только магнитную составляющую [3]. Магнитная составляющая ЭМП в помещении нормируется по напряженности магнитного поля (А/м), норма для помещений составляет 4 А/м [2]. Методом защиты от ЭМП является покрытие индия-олова (ИТО), нанесенное на прозрачную стеклянную подложку.

1 Расчёт звукоизолирующей способности оконного блока

Идея комбинированного способа защиты заключается в разработке оконного блока, обладающего повышенными звукоизоляционными свойствами, способного экранировать электромагнитные поля. Проведен расчёт эффективности нескольких вариантов конструкции оконного блока, для определения оптимального соотношения размеров и расположения элементов конструкции, с целью создания шумозащитного оконного блока, обладающего наибольшей эффективностью при наименьшей толщине. Расчёты звукоизолирующей способности конструкций проводились согласно [4] и [5]. Расположение элементов рассмотренных конструкций представлено на рисунке 1.

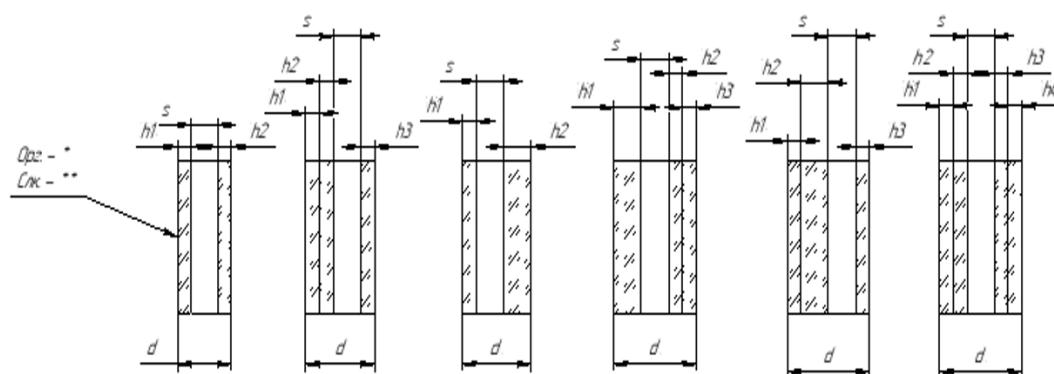


Рисунок 1 – Схемы расчётных конструкций

Сделаны расчёты звукоизолирующей способности шумозащитного остекления в зависимости от параметров: s – толщина воздушного промежутка, мм; h_1 , h_2 , h_3 , h_4 – толщина первой, второй, третьей и четвертой пластины, соответственно, мм; d – общая толщина конструкции, мм. Материал остекления: органическое стекло – *, силикатное стекло – **. Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкций представлены в таблицах 1-6.

Таблица 1 – Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкции 1 при различных параметрах s , h

Конструкция 1, формула остекления h_1-s-h_2					
Толщина воздушного промежутка s , мм	Звукоизолирующая способность, дБ				
	Толщины элементов конструкции				
	h_1 , мм				h_2 , мм
	3	5	8	10	
5	28	30	32	33	3
	30	30	32	33	5
	32	32	32	33	8
	33	33	33	33	10
10	32	34	36	37	3
	34	34	36	37	5
	36	36	36	37	8
	37	37	37	37	10
15	34	36	38	39	3
	36	36	38	39	5
	38	38	38	39	8
	39	39	39	39	10
20	35	37	39	40	3
	37	37	39	40	5
	39	39	39	40	8
	40	40	40	40	10
30	38	40	42	43	3
	40	40	42	43	5
	42	42	42	43	8
	43	43	43	43	10

Таблица 2 – Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкции 2 при различных параметрах s , h

Конструкция 2, формула остекления $h1-h2-s-h3$					
Толщина воздушного промежутка s , мм	Звукоизолирующая способность, дБ				
	Толщины элементов конструкции				
	$h1-h2$, мм				$h3$, мм
	6	10	16	20	
5	34	36	37	38	3
	34	36	37	38	5
	34	36	37	38	8
	34	36	37	38	10
10	38	40	41	42	3
	38	40	41	42	5
	38	40	41	42	8
	38	40	41	42	10
15	40	42	43	44	3
	40	42	43	44	5
	40	42	43	44	8
	40	42	43	44	10
20	41	43	44	45	3
	41	43	44	45	5
	41	43	44	45	8
	41	43	44	45	10
30	44	46	47	48	3
	44	46	47	48	5
	44	46	47	48	8
	44	46	47	48	10

Таблица 3 – Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкции 3 при различных параметрах s , h

Конструкция 3, формула остекления $h1-s-h2$					
Толщина воздушного промежутка s , мм	Звукоизолирующая способность, дБ				
	Толщины элементов конструкции				
	$h1$, мм				$h2$, мм
	3	5	8	10	
5	31	33	34	35	6
	31	33	34	35	10
	31	33	34	35	16
	31	33	34	35	20
10	35	37	38	39	3
	35	37	38	39	5
	35	37	38	39	8
	35	37	38	39	10
15	37	39	40	41	3
	37	39	40	41	5
	37	39	40	41	8
	37	39	40	41	10
20	38	40	41	42	3
	38	40	41	42	5
	38	40	41	42	8
	38	40	41	42	10
30	41	43	44	45	3
	41	43	44	45	5
	41	43	44	45	8
	41	43	44	45	10

Таблица 4 – Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкции 4 при различных параметрах s, h

Конструкция 4, формула остекления h1-s-h2-h3					
Толщина воздушного промежутка s, мм	Звукоизолирующая способность, дБ				
	Толщины элементов конструкции				
	h1, мм				h2,h3, мм
	6	10	16	20	
5	34	36	37	38	6
	34	36	37	38	10
	34	36	37	38	16
	34	36	37	38	20
10	38	40	41	42	3
	38	40	41	42	5
	38	40	41	42	8
	38	40	41	42	10
15	40	42	43	44	3
	40	42	43	44	5
	40	42	43	44	8
	40	42	43	44	10
20	41	43	44	45	3
	41	43	44	45	5
	41	43	44	45	8
	41	43	44	45	10
30	44	46	47	48	3
	44	46	47	48	5
	44	46	47	48	8
	44	46	47	48	10

Таблица 5 – Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкции 5 при различных параметрах s, h

Конструкция 5, формула остекления h1-h2-s-h3					
Толщина воздушного промежутка s, мм	Звукоизолирующая способность, дБ				
	Толщины элементов конструкции				
	h1, h2, мм				h3, мм
	9	13	19	23	
5	36	36	38	39	3
	36	36	38	39	5
	36	36	38	39	8
	36	36	38	39	10
10	40	40	42	43	3
	40	40	42	43	5
	40	40	42	43	8
	40	40	42	43	10
15	42	42	44	45	3
	42	42	44	45	5
	42	42	44	45	8
	42	42	44	45	10
20	43	43	45	46	3
	43	43	45	46	5
	43	43	45	46	8
	43	43	45	46	10
30	46	46	48	49	3
	46	46	48	49	5
	46	46	48	49	8
	46	46	48	49	10

Таблица 6 – Результаты расчёта звукоизолирующей способности конструкции 6 при различных параметрах s , h

Конструкция 6, формула остекления h1-h2-s-h3-h4					
Толщина воздушного промежутка s , мм	Звукоизолирующая способность, дБ				
	Толщины элементов конструкции				
	h1,h2, мм				h3,h4, мм
	6	10	16	20	
5	37	39	42	42	6
	39	40	42	43	10
	42	42	44	44	16
	42	43	44	45	20
10	37	39	43	43	6
	39	41	43	44	10
	43	43	44	46	16
	43	44	46	46	20
15	38	39	43	43	6
	39	41	43	45	10
	43	43	45	46	16
	43	45	46	46	20
20	38	40	43	43	6
	40	42	43	46	10
	43	43	46	47	16
	43	46	47	47	20
30	38	40	43	44	6
	40	42	44	46	10
	43	44	46	48	16
	44	46	48	48	20

Исходя из результатов расчётов, выбрана конструкция оконного блока с формулой стеклопакета 5-5-10-5-5, общей толщиной 30 мм. Оконный блок представляет собой два триплекса (силикатное и органическое стекла толщиной 5 мм каждое) между которыми находится воздушный зазор шириной 10 мм. Стекла, входящие в состав триплекса, соединены ПВХ пленкой, либо прозрачным клеящим веществом (А-смола). На внутреннюю сторону одного из триплексов нанесено прозрачное проводящее покрытие ИТО с помощью экстракционно-пиролитического метода. Пространство между триплексами заполнено аргоном. В торцах воздушной камеры находится слой пористого материала – минеральной ваты. Вся конструкция крепится на стальную раму, электрически соединённую с заземляющим устройством. Конструкция описываемого оконного блока представлена на рисунке 2.

Снижение шума достигается за счет разного удельного акустического сопротивления стекла различной плотности. Также в результатах, полученных в работах, посвященных исследованию звукоизоляции плоских пластин [6] показано, что на прохождение звуковых сигналов влияют резонансные явления в элементах остекления. За счет того, что оконный блок собран из триплексов со стеклом различной плотности, разнятся значения собственных критических частот по частотному диапазону для каждого стекла, за счет чего общая звукоизоляция оконного блока будет выше. Частотная характеристика оконного блока с формулой стеклопакет 5-5-10-5-5 представлена на рисунке 3.

Минимальная звукоизоляция оконного блока составляет 36 дБ, таким образом, оконный блок соответствует классу «Б», согласно [7].

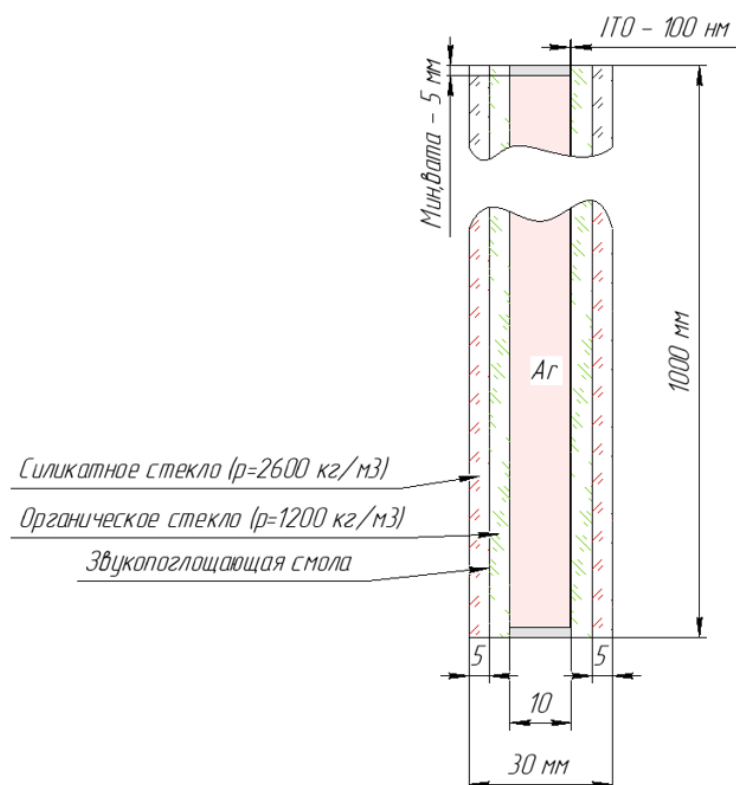


Рисунок 2 – Конструкция оконного блока

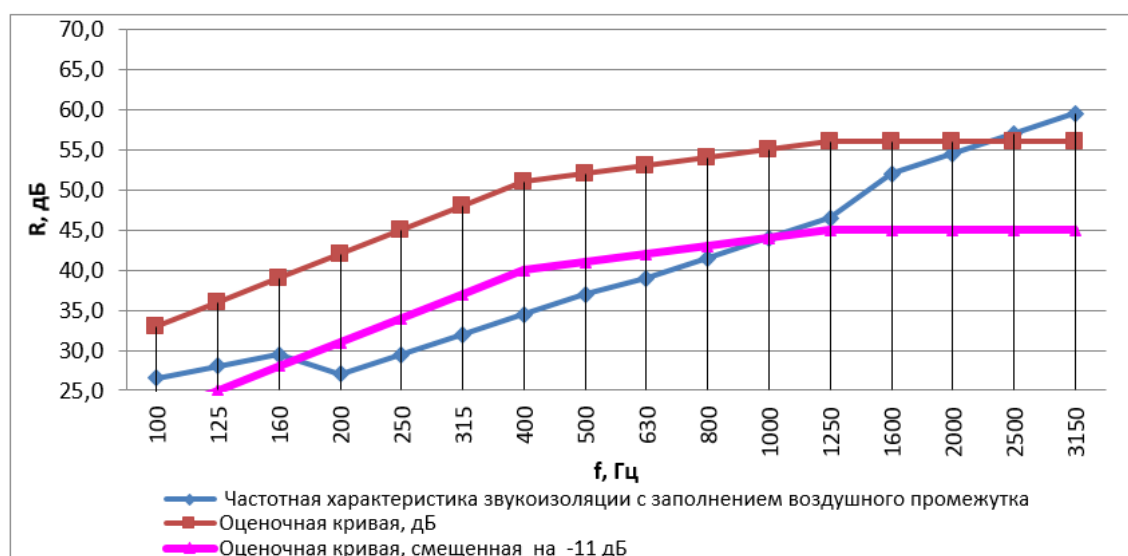


Рисунок 3 – Частотная характеристика оконного блока с формулой стеклопакета 5-5-10-5-5

2 Расчёт экранирующей способности предложенного оконного блока с ИТО покрытием при защите от ЭМИ

Экранирующую эффективность ИТО покрытия, нанесенного на внутреннее стекло оконного блока, оценим так же, как оценивается экранирующая эффективность тонким металлическим листом с известными параметрами: толщина ИТО покрытия – 100-500 нм, удельное поверхностное сопротивление покрытия – 5 Ом*м, относительная магнитная проницаемость покрытия – 1,01 Гн/м. Исследования экранирующих свойств ИТО покрытия показаны в работах [8] и [9]. Расчёт эффективности экранирования ЭМИ

ITO покрытия выполнен по методике, предложенной в работе [3]. Результаты расчёта экранирующей эффективности ITO покрытием представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Результаты расчёта экранирующей эффективности ITO покрытия

№	Наименование расчётной величины	Величина	Ед. измерения
1	Глубина проникновения d , м	1,670230908	м
2	Волновое сопротивление Z , Ом	9,01914E-05	Ом
3	Удельное сопротивление материала экрана, Ом*м	0,000521	Ом*м
4	Длина волны ЭМП, м	5995849,16	м
5	Эквивалентный радиус экрана, м	0,228409953	м
6	Толщина экрана, м	0,0000001	м
7	Относительная магнитная проницаемость материала экрана	1,01	Гн/м
8	Частота, МГц	0,00005	МГц
9	Волновое сопротивление воздуха Z_0 , Ом	377	Ом
10	Длина помещения	6	м
11	Ширина помещения	4	м
12	Высота помещения	3	м
13	Объем помещения	72	м ³
14	Высота окна	1000	мм
15	Ширина окна	500	мм
16	Скорость света, м\с	299792458	м\с
17	Эффективность экранирования ITO	159,8075455	раз
18	Эффективность экранирования ITO в дБ	44,07194562	дБ

График зависимости экранирующей эффективности покрытия от частоты ЭМИ представлен на рисунке 4.

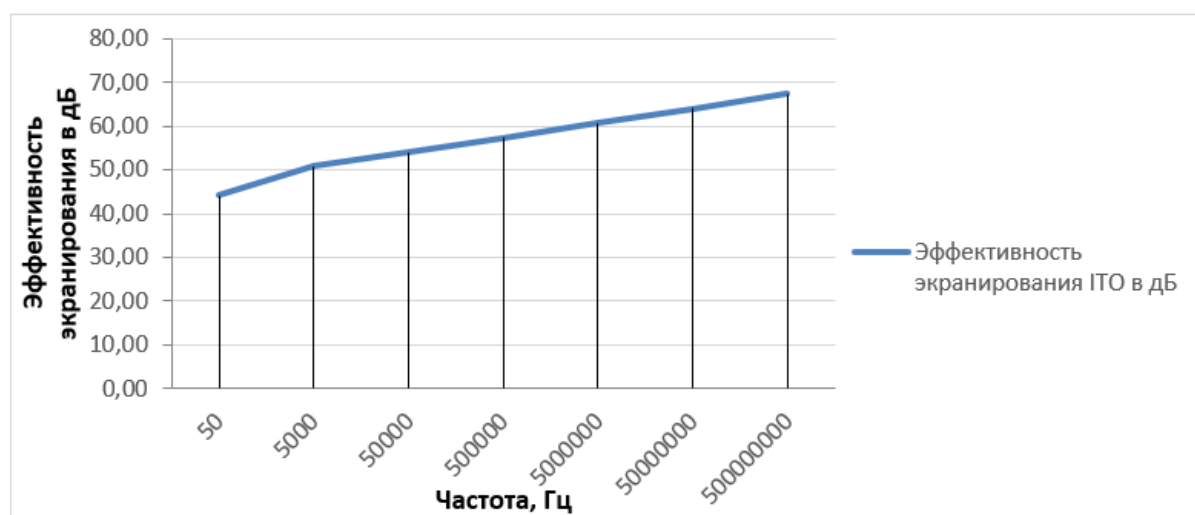


Рисунок 4 – График зависимости эффективности экранирования ITO покрытием в зависимости от частоты ЭМИ

Согласно результатам расчётов, полученная эффективность экранирования ЭМИ с помощью ITO покрытия составляет 44 дБ при условии, что покрытие нанесено равномерно и толщина покрытия составляет не менее 100 нм.

3 Влияние на общую звукоизоляцию конструкции при заполнении внутренней камеры Аргон

Заполнение внутренней камеры стеклопакета Аргон позволяет увеличить общую звукоизоляцию стеклопакета, за счет того, что звуковые волны хуже проходят через аргон, чем через воздух. Аргон обладает более вязкими свойствами в сравнении с воздухом, при комнатной температуре вязкость аргона составляет 2,1 мкПа*с, а для воздуха 18,2 мкПа*с. Общая звукоизоляция окна при заполнении воздушного промежутка аргоном изучалась в работе [10]. В данной работе испытывались различные стеклопакеты с заполнением воздушного промежутка различными газами, согласно исследованиям, звукоизоляция окон слабо зависит от вещества, заполняющего воздушный промежуток. Заполнение воздушного промежутка аргоном способно увеличить общую звукоизоляцию стеклопакета не более чем на 1 дБ. Перспективным методом является заполнение воздушных камер в стеклопакетах элегазом (гексафторидом серы), заполнением таким газом позволяет увеличивать звукоизоляцию стеклопакета в пределах 2-3 дБ согласно [10].

4 Результаты расчётов ЭМИ и шума в нормируемых помещениях при применении оконного блока конструкции 5-5-10-5-5 с ИТО покрытием на примере существующих ТП

Исследованы девять крупнейших электрических подстанций (ПС) России, расположенных вблизи малоэтажной жилой застройки. Выбраны различные ПС, расположенные в различных климатических зонах России от Юга до крайнего Севера. Пример исследованной ПС и расположение жилой застройки близ нее представлен на рисунке 5.

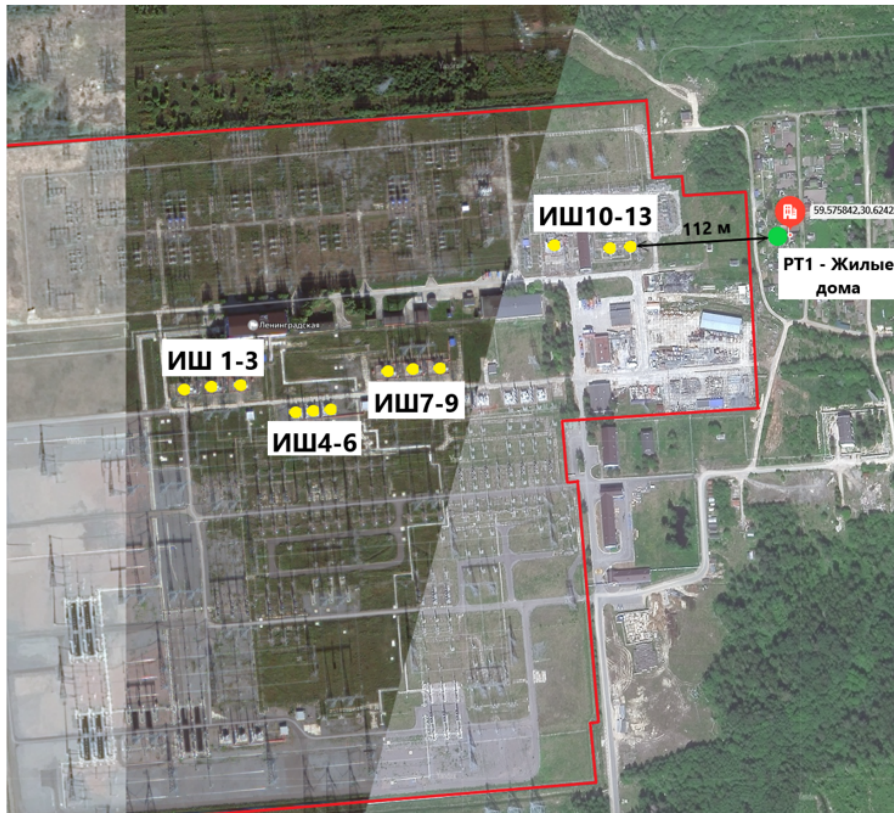


Рисунок 5 – Пример расположения исследованной ПС мощностью 750 кВ относительно объекта защиты

Расчёты шума и ЭМИ от ТП в ближайших номеруемых помещениях проведены согласно [11] и [12]. Исходные данные для ТП взяты согласно [13]-[15]. Также для расчётов ЭМИ использованы методы расчёта магнитной составляющей ЭМП согласно [13]. На рисунке 6 представлено сравнение уровней шума в помещении при использовании стандартного окна и разрабатываемого оконного блока конструкции 5-5-10-5-5.

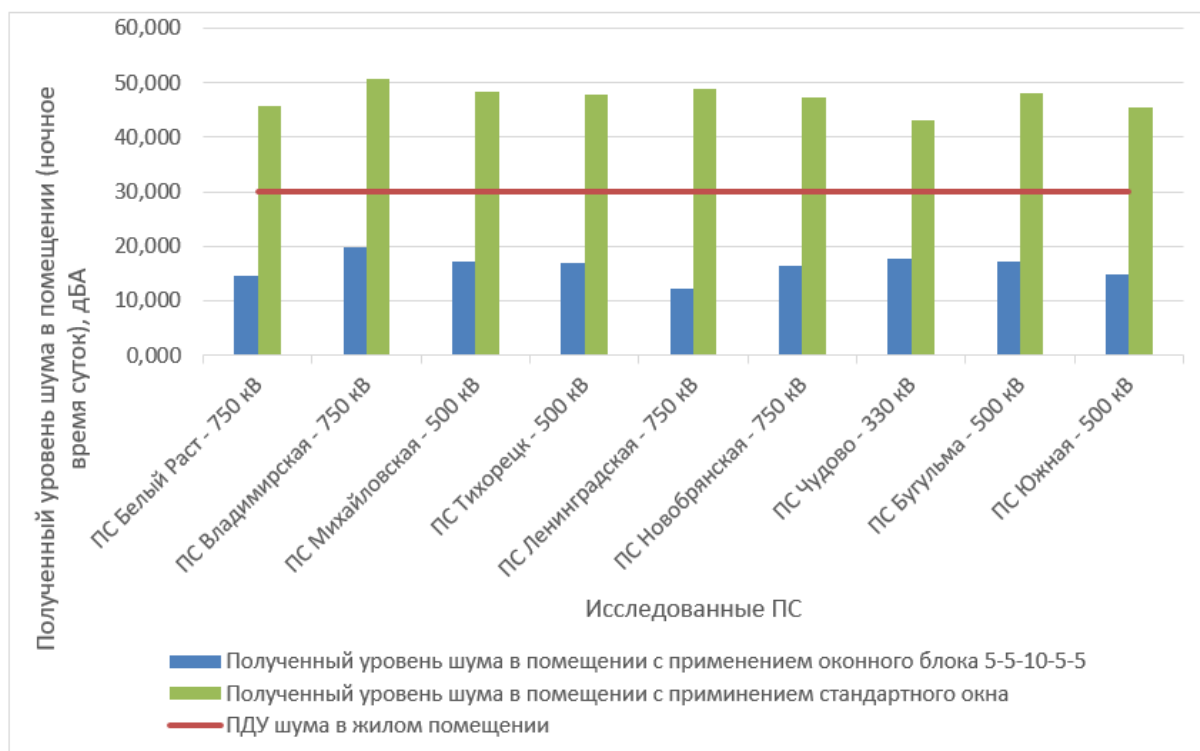


Рисунок 6 – Результаты расчёта уровней шума от ПС в помещении с применением оконного блока конструкции 5-5-10-5-5 и стандартного оконного блока в сравнении с нормой

Как видно по результатам расчётов оконного блока конструкции 5-5-10-5-5 достаточно для обеспечения нормы шума в помещениях возле каждой ПС. Наибольший уровень шума был зафиксирован на фасаде ближайшего жилого здания к подстанции Владимирская и составлял более 60 дБА, после применения предложенного оконного блока уровень шума в помещении составляет 30 дБА.

На рисунке 7 представлена диаграмма полученных напряженностей магнитного поля для ближайших к ПС нормируемых помещений с применением стандартного окна и оконного блока с нанесенным покрытием ИТО.

Как видно по результатам расчётов, ИТО покрытие способно полностью защитить от ЭМИ, исследованных ПС. А конструкция шумозащитного окна 5-5-10-5-5 является универсальной и позволяет соблюсти норму шума в помещениях при низкой толщине оконного блока 30 мм.

5 Расчёт себестоимости материалов

Себестоимость предложенного метода защиты складывается из стоимости каждого элемента остекления и стоимости получения оксидного покрытия. Указание размеров, объема материалов и стоимости приведено в таблице 8.

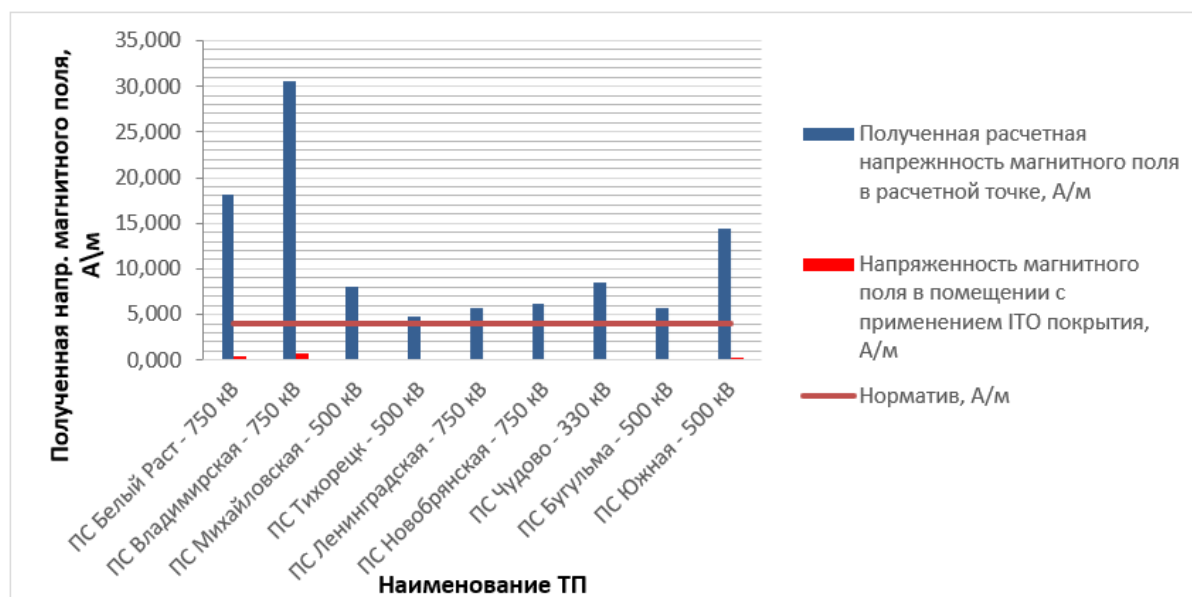


Рисунок 7 – Результаты расчёта напряженности магнитного поля в ближайших к ПС помещениях с применением стандартного окна и оконного блока конструкции 5-5-10-5-5 с нанесенным ИТО покрытием, в сравнении с нормой

Таблица 8 – Себестоимость шумозащитного оконного блока с нанесенным проводящим покрытием

Наименование материала	Размеры (длина*ширина*толщина), м, шт., объем.	Стоимость, руб	Примечание
Оргстекло	500*1000*5	1500/лист	Требуется 2 шт.
Силикатное стекло	500*1000*5	400/лист	Требуется 2 шт.
Шумопоглощающая А-смола	5 литров	400	Цена за 25 литров 12200
Процесс ламинации	-	500	-
Заполнение аргоном	5 литров	4,5	Цена за 1 литр аргона 100 руб.
Пленка ИТО	500*1000*0.0001	300	Стоимость материалов для получения пленки
Итого:	-	5904,5	-

Указанный расчёт в таблице 8 является ориентировочным, реальная себестоимость изготовления 1 оконного блока такого типа будет выше.

Заключение

В данной работе была предложена конструкция оконного блока для комбинированной защиты от ЭМИ и шума для жилых помещений, расположенных вблизи ПС. По результатам расчётов для нескольких вариантов конструкции оконного блока с различными толщинами и размерами элементов, установлено, что самым оптимальным вариантом является конструкция 5-5-10-5-5, общая звукоизоляция конструкции составляет 36 дБ. Также была выдвинута гипотеза о способности ИТО покрытия эффективно экранировать ЭМИ, согласно результатам расчётов, ИТО покрытие обладает способностью экранировать ЭМИ с эффективностью 41 дБ.

Для обоснования достаточности предложенного способа защиты были исследованы 10 объектов, являющихся одновременными источниками повышенного шума и ЭМИ. По результатам расчёта уровней шума и напряженности ЭМИ от 10 крупнейших ПС в России установлено, что оконный блок конструкции 5-5-10-5-5 с нанесённым ИТО

покрытием может эффективно применяться для обеспечения безопасного пребывания людей в рассматриваемых помещениях. Себестоимость материалов оконного блока составляет 5904,5 рублей. Вместе с оконным блоком также необходимо предусмотреть клапаны проветривания исходя из необходимого воздухообмена в помещении.

Список использованных источников

1. Александров, Г.Н. Установки сверхвысокого напряжения и охрана окружающей среды / Г.Н. Александров. Ленинград: ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ, 1989. – 360 с.
2. СанПиН 1.2.3685-21 Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/573500115/titles/A6S0N5> (дата обращения 12.03.2025).
3. Санатова Т.С., Хакимжанов Т.Е. Охрана труда и основы безопасности жизнедеятельности. Защита от воздействия электромагнитных полей радиочастотного диапазона. Методические указания и задания к расчётно-графической работе для студентов специалистов 5В071900. - Алматы: АИЭС, 2010. - 33 с.
4. СП 275.1325800.2016 Конструкции, ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/456050583> (дата обращения 12.03.2025).
5. СП 23-103-2003 Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200035210> (дата обращения 12.03.2025).
6. Кирпичников В.Ю., Дроздова Л.Ф., Ляпунов Д.В., Кудяев А.В. Выявление причин снижения звукоизоляции окон // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2014. - Т. 16, N 1. - С. 1891-1897.
7. ГОСТ 23166-2024 Блоки оконные и балконные. Общие технические условия // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1305402755/titles/7E60KG> (дата обращения 10.03.2025).
8. Комплексная защита от электромагнитных излучений. Экранирующие материалы // Излучениянет : [Электронный ресурс]. - <https://izlucheniya.ru/> (дата обращения 17.07.2025)
9. Kim Y., Kim N., Lee S.H., [и др.] Improved shielding from ultra-high frequency electromagnetic interference with controlled width of nano-branches of ITO using various types of tin materials // Nanoscale. - 2023. - N 15. - P. 13635-13644. - DOI: 10.1039/D3NR03153E.
10. Акустические характеристики светопрозрачных конструкций // Вашдом : [Электронный ресурс]. - URL: https://www.vashdom.ru/articles/tybet_shum.htm (дата обращения 15.04.2025)
11. СП 254.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от производственного шума // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200139959> (дата обращения 10.03.2025).
12. Осипов Г.Л., Коробков В.Е., Климухин А.А. [и др.] Защита от шума в градостроительстве (Справочник проектировщика). - М.: Стройиздат, 1993. - 96 с.
13. РОССЕТИ (ПАО «Россети») // Россети : [Электронный ресурс]. - URL: <https://energybase.ru/distribution/rosseti> (дата обращения 15.04.2025)
14. ГОСТ 12.2.024-87 Шум. Трансформаторы силовые масляные. Нормы и методы контроля // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200012013> (дата обращения 10.03.2025).

15. ГОСТ 17544-85 Трансформаторы силовые масляные общего назначения классов напряжения 220, 330, 500 и 750 кВ // КонсорциумКодекс : [Электронный ресурс]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200006952> (дата обращения 10.03.2025).

References

1. Aleksandrov, G. N. Ultra-high voltage installations and environmental protection / G. N. Aleksandrov. Leningrad: ENERGOATOMIZDAT, 1989. - 360 p.
2. SanPiN 1.2.3685-21 Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/573500115/titles/A6S0N5> (date of access 12.03.2025).
3. Sanatova T. S., Khakimzhanov T. E. Occupational safety and fundamentals of life safety. Protection from exposure to electromagnetic fields of the radio frequency range. Guidelines and assignments for calculation and graphic work for students of specialists 5B071900. - Almaty: AIES, 2010. - 33 p.
4. SP 275.1325800.2016 Structures enclosing residential and public buildings. Soundproofing design rules // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/456050583> (date of access 12.03.2025).
5. SP 23-103-2003 Code of rules for design and construction. Soundproofing design of enclosing structures of residential and public buildings // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200035210> (date of access 12.03.2025).
6. Kirpichnikov V.Yu., Drozdova L.F., Lyapunov D.V., Kudayev A.V. Identifying the causes of decreased window sound insulation // Bulletin of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. - 2014. - Vol. 16, N 1. - P. 1891-1897.
7. GOST 23166-2024 Window and balcony blocks. General specifications // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1305402755/titles/7E60KG> (date of access 10.03.2025).
8. Comprehensive protection against electromagnetic radiation. Shielding materials // Izlucheniyanet: [Electronic resource]. - URL: <https://izlucheniya.ru/> (date of access 07.17.2025).
9. Kim Y., Kim N., Lee S.H., [et al.] Improved shielding from ultra-high frequency electromagnetic interference with controlled width of nano-branches of ITO using various types of tin materials // Nanoscale. - 2023.15. - P. 13635-13644. - DOI: 10.1039/D3NR03153E.
10. Acoustic characteristics of translucent structures // Vashdom: [Electronic resource]. - URL: https://www.vashdom.ru/articles/tybet_shum.htm (date of reference 15.04.2025).
11. SP 254.1325800.2016 Buildings and Territories. Design Rules for Industrial Noise Protection // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200139959> (date of reference 10.03.2025).
12. Osipov G.L., Korobkov V.E., Klimuhin A.A. [et al.] Zashchita ot shuma v gradostroitel'stve (Spravochnik proektirovshchika). - M.: Strojizdat, 1993. - 96 p.
13. ROSSETI (PJSC Rosseti) // Rosseti: [Electronic resource]. - URL: <https://energybase.ru/distribution/rosseti> (date of reference 15.04.2025).
14. GOST 12.2.024-87 Noise. Oil power transformers. Standards and control METHODS // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200012013> (date of reference 10.03.2025).
15. GOST 17544-85 General-purpose oil-immersed power transformers of voltage classes 220, 330, 500, and 750 kV // ConsortiumCode: [Electronic resource]. - URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200006952> (date of reference 10.03.2025).



Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф.Устинова

Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ", далее Военмех, является ярким представителем инженерной школы России, сумевшим сохранить и приумножить достижения отечественного и мирового инженерно-технического образования.

ВУЗ был образован приказом по Народному Комиссариату тяжелой промышленности СССР от 26 февраля 1932 г. № 109 как Ленинградский военно-механический институт. Здесь осуществлялась подготовка рабочих средней квалификации с инженерным образованием, углубленным в узкую заводскую специальность (механиков и теплотехников).

Военмех сегодня — это почти 2000 преподавателей и работников учебно-вспомогательного персонала, более 5000 студентов.

Традиции Военмеха и продолжающееся тесное сотрудничество с высокотехнологичными предприятиями РФ позволяют ВУЗу успешно вести подготовку инженеров, бакалавров и магистров для ведущих предприятий РФ, в том числе, оборонно-промышленного комплекса. Военмех — участник многих региональных и городских программ по целевой подготовке, закреплению и переподготовке кадров для промышленного производства, в том числе, авиационно-космических и электронно-приборостроительных предприятий страны.

И.о. ректора: Шашурин Александр Евгеньевич, доктор технических наук, профессор

Кафедра "Экология и производственная безопасность"

Кафедра "Экология и производственная безопасность" была организована в Военмехе в августе 1984 года, возглавил кафедру д.т.н., профессор Николай Игоревич Иванов, заслуженный деятель науки Российской Федерации, автор свыше 400 научных трудов, в том числе около 10 учебников, справочников и монографий. Преподавателями кафедры разработаны и читаются более 30 учебных курсов, обеспеченных учебниками и учебными пособиями, кафедра оснащена лабораторной базой, современными компьютерами и программными комплексами. На кафедре создана научная школа акустики транспортных машин, проектирования шумозащитных конструкций, картирования шума, получившая широкое, в том числе международное, признание. Основные направления исследований - разработка новых методов расчета и основ проектирования шумовиброзащиты, разработка карт шума территории жилой застройки, экспериментальные исследования излучения шума и вибрации и средств шумо- виброзащиты. Основные результаты научных исследований публикуются учеными кафедры в научных изданиях, докладываются на международных конгрессах и конференциях в Российской Федерации, Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Дании, Италии, Канаде, Китае, Нидерландах, Польше, Португалии, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции и других странах. Ученые кафедры работают в направлениях экологии, производственной безопасности, виброакустики и прикладной механики.

С 2001 года кафедра является выпускающей. В настоящее время кафедра готовит специалистов по направлениям:

Бакалавриат:

- Прикладная механика («Цифровые технологии в виброакустике и прочности» 15.03.03);
- Техносферная безопасность ("Безопасность технологических процессов и производств" 20.03.01);

Магистратура:

- Прикладная механика ("Акустическое зрение" 15.04.03);
- Техносферная безопасность ("Инженерная защита окружающей среды" 20.04.01; "Производственная безопасность" 20.04.01; "Управление экоэффективностью предприятия" 20.04.01).

На базе кафедры действует диссертационный совет Д 24.2.272.02 по специальностям:

1.3.7 - Акустика (технические науки)

2.10.3 - Безопасность труда

В диссертационном совете с 1997 года защищено 31 кандидатская диссертация и 20 докторских диссертаций.



Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

ООО "ИАК" занимается разработкой шумозащитных мероприятий более 10 лет.

Организационная структура предприятия:

- отдел акустики;
- отдел проектирования;
- испытательная лаборатория, аккредитованная на измерения физических факторов;
- отдел строительства;
- отдел научных исследований и разработок;
- отдел внедрения;
- планово-экономический отдел.

За годы работы организацией запроектировано большое количество шумозащитных конструкций в различных регионах России (на скоростных автомагистралях, мостах, железных дорогах, эстакадах), в том числе и на таких масштабных объектах, как Кольцевая автодорога и Западный Скоростной диаметр в Санкт-Петербурге, объектах олимпийского Сочи и Республики Крым, реконструкции федеральных автодорог М-8 "Холмогоры", М-4 "Дон" и др. Организацией выполняются проектно-изыскательские работы по проектированию шумозащиты на первой в России Высокоскоростной железнодорожной магистрали "Москва-Казань". Силами испытательной лаборатории осуществляются акустические исследования, отделами акустики и проектирования разрабатываются шумозащитные мероприятия на промышленных, энергетических, культурных и оздоровительных объектах нашей страны. Производство, организованное на базе предприятия, позволяет выпускать любые шумозащитные конструкции, отвечающие всем требованиям государственных стандартов, а опытный персонал в кратчайшие сроки производит сборку и монтаж.

"Наша компания обладает мощными научным и проектным подразделениями с современными технической и интеллектуальной базой, позволяющими выполнять проекты по шумозащите любой сложности от идеи до воплощения. В своей деятельности мы опираемся на лучшие традиции, сочетая их с передовыми технологиями и стараемся сделать наш окружающий мир тише"

X ВСЕРОССИЙСКАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНЫМ УЧАСТИЕМ «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»

noise-conf.com

01-03 октября 2025 (очный/дистанционный формат)

**Организатор конференции - Балтийский государственный технический
университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия**

Работа конференции будет проходить в форме пленарных и секционных заседаний, в которых будут рассмотрены проблемы виброакустики и защиты от шума, в том числе, по направлениям:

- архитектурная и строительная акустика;
- аэроакустика;
- судовая акустика;
- акустические материалы и метаматериалы;
- акустическая эмиссия и диагностика;
- виброакустические измерения и стандартизация;
- численные методы оценки звуковых и вибрационных полей;
- карты шума;
- образование и снижение шума и вибрации в источнике;
- средства и методы шумо- и виброзащиты;
- методы активного снижения шума и вибрации;
- средства индивидуальной защиты от шума и вибрации;
- применение технологии информационного моделирования (ТИМ) при разработке шумозащитных мероприятий;
- физиологическая виброакустика.

КОНТАКТЫ

Сервис-агент конференции:

Компания «МОНОМАКС»

Ипатова Екатерина

Тел.: +7 960 2793177

(в т.ч. WhatsApp, Viber, Telegram)

E-mail: noise2025@onlinereg.ru

Оргкомитет конференции:

Балтийский государственный технический
университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Кафедра Е5 «Экология и производственная
безопасность»

Санкт-Петербург, 1-ая Красноармейская ул., д.1

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель сетевого научного журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики, защите от шума и вибрации.

Основные задачи

Основными задачами журнала являются:

- отражение последних достижений фундаментальной виброакустики, теории и практике борьбы с шумом и вибрацией, в области оценки акустического воздействия на окружающую среду;
- отражение результатов научно-исследовательских работ по изучению процессов шумообразования, распространения звука и вибрации;
- отражение результатов разработки средств шумо- и виброзащиты, а также результатов иных работ, проводимых в области виброакустики, выполняемых научными сотрудниками ВУЗов и иных организаций;
- предоставление сведений о планируемых конференциях, семинарах, проводимых в России и других странах;
- предоставление архивных материалов трудов научных конференций, посвященных виброакустике.

Научное цитирование журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

Материалы журнала индексируют в наукометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка".

Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени кандидата и доктора наук (категория К2, п. 788).

